

Análisis numérico del comportamiento de la estructura de un Eco-Vehículo.

Irene García García
(Erasmus)

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica na Especialidade de Projecto Mecânico.

Orientadores

Professora Doutora **María Augusta Neto**

Professor Doutor **José María Cirne**

Júri

Presidente

Professora Doutora Ana Paula Amaro

Vogais

Professor Doutor Pedro Carvalheira

Professora Doutora Cristina María Louro

Fevereiro, 2011

Irene García García

Análisis numérico del comportamiento de la estructura de
un Eco-Vehículo.

FCTUC DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Análisis numérico del comportamiento de la estructura de un Eco-Vehículo.

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica na Especialidade de Projecto Mecânico.

Autora

**Irene García García
(Erasmus)**

Orientadores

Professora Doutora María Augusta Neto

Professor Doutor José María Cirne

Júri

Presidente

Professora Doutora Ana Paula Amaro

Vogais

Professor Doutor Pedro Carvalheira

Professora Doutora Cristina María Louro

Coimbra, Fevereiro, 2011

“No es sabio el que sabe donde está el tesoro, sino el que trabaja y lo saca.”

Francisco de Quevedo, escritor español.

A Carmela, Javier y Julio.

Agradecimientos

En primer lugar quiero dar las gracias a los profesores de la Universidad de Coimbra, José María Cirne, María Augusta Neto y Pedro Carvalheira por su paciencia y ayuda. También agradecer a todos los profesores que he tenido a lo largo de estos años, porque todos han ayudado en mi formación y aprendizaje, no sólo a nivel académico.

Quiero agradecer a mis padres, Carmela y Javier, su apoyo incondicional. Gracias por el respeto que habéis mostrado hacia todas mis decisiones. Gracias por ser el modelo de trabajo y esfuerzo a seguir. Gracias por creer en mí.

También tengo que dar las gracias a esas grandes señoras, Pura y Paz, mis abuelas. Porque sin entender muy bien lo que estudio, me apoyan y me animan a continuar. Ellas son mi ejemplo de superación.

No me puedo olvidar de mi familia al completo, mi hermano, mis tíos y primos...porque de todos he aprendido y todos me han mostrado su apoyo.

Agradecer a mis amigas y amigos su comprensión, consejos y en general haber estado ahí cuando lo he necesitado. Gracias por levantarme cuando me he caído, gracias por darme una sonrisa cuando sólo veía lágrimas, gracias por ser como sois.

No tengo palabras para agradecer a Julio todo lo ha hecho por mí. Gracias por haber estado ahí, gracias por seguir estándolo, gracias por creer en mí.

Resumen

El objetivo de este trabajo es el estudio del comportamiento de la estructura del Eco-Vehículo construido en el departamento de ingeniería mecánica de la Universidad de Coimbra. Dicho vehículo es diseñado y construido para participar en la competición Shell Eco-marathon. Esta competición, realizada entre universidades de todo el mundo, consiste en diseñar, construir y comprobar la eficiencia energética de los vehículos. El objetivo del Eco-Vehículo es realizar el máximo número de kilómetros usando la mínima energía posible.

Tanto el diseño en CAD, como el estudio y análisis mediante elementos finitos han sido realizados con el programa ANSYS. Después de analizar todas las cargas a las que está sometida la estructura (peso del piloto, motor, chasis, accesorios, etc.) y las condiciones de contorno, se realiza el diseño del modelo en tres dimensiones.

Una vez realizado el diseño CAD en tres dimensiones con elementos línea, se procede a la simulación y obtención de resultados para el comportamiento de la estructura sometida a cargas de “7g”, “3g” y “2g”. De esta manera, se obtiene la máxima carga que la estructura es capaz de soportar. Una vez calculada la carga máxima, se realiza la comprobación de la resistencia de las barras a pandeo para dicha carga. Finalmente se proponen algunos tratamientos u opciones posteriores para aumentar la resistencia de la estructura en los casos en los que no es capaz de resistir.

Como parte complementaria a este estudio, se realizó un modelo CAD, en tres dimensiones con elementos 3D, de la estructura del Eco-Vehículo para observar la distribución de tensiones a lo largo de cada barra de una manera más precisa. Dicho trabajo se realizó con el programa ANSYS y tanto la simulación del modelo con elementos 3D, como el posterior estudio y análisis de resultados se deja propuesto como futuro trabajo.

Palabras-clave: [Estructura], [Eco-Vehículo], [Elementos], [Finitos], [ANSYS], [Shell Eco-marathon].

Abstract

The aim of this work is to study the behaviour of the Eco-Vehicle structure built at the department of mechanical engineering at the University of Coimbra. This vehicle is designed and built to participate in the Shell Eco-Marathon competition. The challenge of this competition, that gathers student teams from universities all around the world, is to design, build and test the energy efficiency of vehicles. The objective of the Eco-Vehicle is to run the farthest distance using the least amount of energy.

Both the CAD design and the study of finite element analysis have been performed with the ANSYS program. After analyzing all the loads acting on the structure (pilot weight, engine, chassis, accessories, etc.) and the boundary conditions, the three dimension design model have been done, using line elements.

Once the three dimension CAD model design is done, a simulation is performed to obtain the results when the structure is subjected to “7g”, “3g” and “2g” loads. In this way, the maximum load that the structure resists is calculated. Also the buckling resistance at this maximum load has been checked. Finally, to increase the strength of the structure when loads applied are bigger than the maximum the structure is able to resist, some choices have been given; additional bars, post-treatments, etc.

To complete the study of the structure, the CAD model of the Eco-Vehicle has been made, using three dimension elements, to observe an accurate stress distribution along each bar. The work is performed using ANSYS program. The 3D-element model simulation and further study and analysis, are proposed as future work.

Keywords [Structure], [Eco-Vehicle], [Finite], [Element], [ANSYS], [Shell Eco-marathon].

Índice

Índice de Figuras.....	v
Índice de Tablas.....	vi
1. INTRODUCCIÓN	1
2. ESTADO DEL ARTE	3
2.1. Shell Eco-marathon.....	3
2.2. Diseño del Eco-Vehículo	3
2.3. Características técnicas del prototipo XC20	4
2.4. Circuito EuroSpeedway Lausitz	6
3. MODELADO DE LA ESTRUCTURA DEL ECO-VEHÍCULO	8
3.1. Tipo de material.....	8
3.2. Cargas.....	10
3.2.1. Cargas debido al peso del piloto.....	11
3.2.2. Cargas debido a los demás elementos y accesorios.....	22
3.3. Condiciones de contorno.....	25
3.4. Tipo de elemento	27
4. RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN	29
4.1. Carga máxima capaz de soportar.....	29
4.1.1. Comportamiento de la estructura sometida a “7g”	30
4.1.1. Comportamiento de la estructura sometida a “3g”	36
4.1.2. Comportamiento de la estructura sometida a “2g”	40
4.1.3. Comportamiento de la estructura sometida a “4g”	42
4.2. Comprobación de la resistencia a pandeo	45
4.2.1. Comprobación a pandeo para la carga “2g”	46
4.2.2. Comprobación a pandeo para la carga “4g”	49
4.3. Modelo 3D.....	51
5. CONCLUSIONES	53
6. REFERENCIAS.....	55
Anexo A	56
A. Cálculos realizados para la obtención de las fuerzas debido a cada parte del cuerpo del piloto	57
B. Cálculos realizados para obtener la carga distribuida en cada barra debido al peso del piloto.....	75
Anexo B.....	78

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Plano del circuito de Lausitzring en Alemania [2].	7
Figura 2: Asiento del piloto.	11
Figura 3: Gráfico de la posición del centro de gravedad de cada parte.	13
Figura 4: Modelo de la placa realizado en ANSYS.	17
Figura 5: Elemento Shell63 [5].	18
Figura 6: Deformada de la placa.	20
Figura 7: Resultado de simulación de la placa. DMX(mm). SMN(MPa). SMX(MPa).	21
Figura 8: Geometría del elemento PIPE16 [5].	27
Figura 9: Diseño de la estructura del Eco-Vehículo.	29
Figura 10: Distribución de tensión en la estructura sometida a "7g". DMX (mm) SMX (MPa).	30
Figura 11: Deformada de la estructura debido a "7g". DMX (mm).	31
Figura 12: Distribución de tensión en la estructura sometida a "7g" añadiendo una barra.DMX(mm) SMX (MPa).	33
Figura 13: Distribución de tensiones en la estructura sometida a "3g". DMX (mm) SMX (MPa).	37
Figura 14: Deformada de la estructura sometida a "3g". DMX (mm).	38
Figura 15: Distribución de tensión en la estructura sometida a "3g" añadiendo una barra en el punto 44. DMX (mm) SMX (MPa).	39
Figura 16: Distribución de tensiones en la estructura debido a "2g". DMX (mm) SMX (MPa).	41
Figura 17: Deformada de la estructura sometida a "2g" DMX (mm).	42
Figura 18: Distribución de tensiones en la estructura debido a "4g". DMX (mm) SMX (MPa).	43
Figura 19: Deformada de la estructura sometida a "4g" DMX (mm).	44
Figura 20: Distribución de tensión en la estructura sometida a "4g" añadiendo una barra en el punto 44. DMX (mm) SMX (MPa).	45
Figura 21: Distribución de tensión de tracción y compresión la estructura está sometida a una carga de "2g". DMX (mm) SMN (MPa) SMX (MPa).	46
Figura 22: Distribución de tensión de tracción y compresión la estructura está sometida a una carga de "4g" cuando se añade una barra. DMX (mm) SMN (MPa) SMX (MPa).	50
Figura 23: Diseño de la estructura con elementos 3D.	52
Figura A: Aplicación de cargas del piloto.	60
Figura B: Diseño de la parte delantera de la estructura del Eco-Vehículo.	78
Figura C: Diseño de la parte de las ruedas delanteras de la estructura del Eco-Vehículo.	79
Figura D: Diseño de la parte media de la estructura del Eco-Vehículo.	79
Figura E: Diseño de la parte trasera de la estructura del Eco-Vehículo.	80
Figura F: Diseño con elementos 3D de la parte delantera de la estructura del vehículo.	87
Figura G: Diseño con 3D de la parte media de la estructura del vehículo.	88
Figura H: Diseño con 3D de la parte media de la estructura del vehículo.	89
Figura I: Diseño con 3D de la parte media de la estructura del vehículo.	89

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Propiedades físicas del aluminio 6063-T5.....	9
Tabla 2: Propiedades de la aleación 6063-T5.....	10
Tabla 3: Estimación del peso del piloto	12
Tabla 4: Fuerzas que soporta cada barra	14
Tabla 5: Resumen de las fuerzas de debido a cada parte del cuerpo	14
Tabla 6: Cargas distribuidas en las barras.....	16
Tabla 7: Reacciones en los puntos de unión rígida.....	21
Tabla 8: Cargas distribuidas totales soportada por cada barra	24
Tabla 9: Resumen de las cargas y puntos de aplicación de los demás elementos que soporta la estructura	24
Tabla 10: Comprobación a pandeo de todas las secciones para el caso “2g”	49
Tabla 11: Comprobación a pandeo de todas las secciones para el caso “4g” y adición de barra	51
Tabla i: Coordenadas de los puntos de diseño en 2D de la estructura del Eco-Vehículo	80
Tabla ii: Puntos de las barras del diseño 2D, longitud y tipo de sección.....	83

1. INTRODUCCIÓN

Uno de los temas que más preocupan hoy en día es la contaminación del medioambiente. Cada vez más, la sociedad tiende a llevar un estilo de vida más respetuoso con nuestro entorno; reduciendo el gasto energético, reduciendo emisiones a la atmósfera, reutilizando materiales, reciclando...De esta manera, a la vez que ayudamos al medioambiente, reducimos el consumo de energía y además reducimos costes.

Esta tendencia también ha llegado a la industria del automóvil. Ya podemos ver circulando por nuestras calles coches eléctricos, una alternativa a los coches de gasolina o diesel, con cero emisiones y un importante ahorro energético.

En el presente estudio se pretende analizar la estructura de un vehículo diseñado y construido para la competición Shell Eco-marathon. Esta competición, con participantes de todas las universidades del mundo, consiste en diseñar y desarrollar un Eco-Vehículo que recorra la máxima distancia con el mínimo consumo de combustible posible. Con iniciativas como las de dicha competición se impulsa esta conciencia de ahorro energético, además de ayudar como apoyo didáctico para obtener una mayor percepción de la realidad dentro de las universidades.

El departamento de ingeniería mecánica de la Universidad de Coimbra comenzó su participación en esta competición en 1998 con un primer prototipo llamado “Mondego XC 01”. Gracias a la colaboración de profesores y alumnos de la universidad se ha conseguido mejorar y desarrollar un nuevo prototipo: el XC20. El presente estudio analiza la estructura de este último prototipo XC20, el cual ya está diseñado y fabricado, y podemos observar en el laboratorio de tecnologías energéticas del departamento de ingeniería mecánica de la Universidad de Coimbra.

Ya que la competición consiste en consumir el mínimo combustible posible, hay que dar mucha importancia al peso de la estructura y tratar de minimizar las fuerzas de fricción en la rodadura y la resistencia aerodinámica. También, intentar desarrollar un motor y un sistema de transmisión eficientes.

En este estudio nos centraremos en el análisis de la estructura. Se realizará la simulación en un programa de elementos finitos y se tratará de optimizar o dar posibles soluciones para disminuir el peso de la estructura y darle mayor rigidez.

Los objetivos que persigue el presente estudio son:

- Dibujo y diseño CAD, usando elementos línea, del prototipo XC20 mediante el programa ANSYS.
- Análisis de las cargas que soporta la estructura; peso del piloto, motor, chasis, accesorios, sistema de transmisión, etc.
- Aplicación de las condiciones de contorno.
- Simulación de la estructura del prototipo del Eco-Vehículo “XC20” mediante el programa de elementos finitos ANSYS.
- Análisis de los resultados: distribución de tensiones en barras, comprobación a pandeo, cálculo de la máxima tensión de Von Mises y tensiones principales.
- Hallar la máxima carga que la estructura es capaz de soportar.
- Obtener nuevas propuestas que consigan reducir peso y aumentar rigidez.
- Realizar una optimización de la estructura: estudiar si es viable añadir o quitar barras.
- Estudiar posibles tratamientos térmicos posteriores, cambio de material u otras propuestas que consigan aumentar la rigidez.
- Realizar modelo CAD con elementos 3D mediante el programa de elementos finitos ANSYS.

Una vez los objetivos se han cumplido y los resultados han sido analizados, se concluye el trabajo, dejando como propuesta posibles trabajos futuros.

2. ESTADO DEL ARTE

En esta sección trataremos la motivación del presente trabajo, así como las características del Eco-Vehículo para el estudio de la estructura. Así, en este capítulo se habla de la competición para la cual se construye el Eco-Vehículo, la competición Shell Eco-marathon. También se trata el trabajo del equipo de la Universidad de Coimbra, el diseño del prototipo y las características técnicas del mismo y el circuito de la competición más próxima.

2.1. Shell Eco-marathon

La Shell Eco-marathon comenzó en 1939 en un laboratorio de investigación de la empresa Shell en Estados Unidos como una apuesta amistosa entre científicos para comprobar quién conseguía recorrer más millas por galón con sus vehículos. A partir de estos orígenes tan humildes, el concurso, organizado para economizar el combustible, evolucionó y se trasladó a Europa.

Como la conocemos hoy en día, la competición Shell Eco-marathon en Europa comenzó en 1985 en Francia, y atrae a miles de jóvenes ingenieros y científicos de 20 países europeos.

Con el reto de contratar y atraer a estudiantes de todas partes del mundo, este año 2011 se celebrará su 26^a edición. Se prevén muchas ediciones más exitosas de la Shell Eco-marathon Europa y América en los próximos años y se espera el lanzamiento de la Shell Eco-marathon Asia.

2.2. Diseño del Eco-Vehículo

El diseño del prototipo analizado en este estudio, el modelo XC20, comenzó en el año 2009. Desde entonces la evolución de este vehículo no ha cesado. Con este estudio se pretende analizar la estructura y mejorarla en lo posible. Para ello, se realizará un estudio mediante elementos finitos y con la posterior optimización, se intentará llegar a

conclusiones con las que se aumente la resistencia de la estructura y se reduzca el peso de la misma.

En el diseño del Eco-Vehículo, han participado alumnos de varias carreras de la Universidad de Coimbra. El jefe y responsable de equipo, el Profesor Doctor Pedro Carvalheira, se encarga de coordinar y supervisar a los alumnos, además de ayudar en el diseño, construcción y análisis del prototipo. Todo este trabajo se ha realizado en el laboratorio de tecnologías energéticas del departamento de ingeniería mecánica de la Universidad de Coimbra, donde hoy en día siguen trabajando y donde podemos encontrar el prototipo.

Una de las innovaciones con respecto al prototipo anterior (XC01i), es que las ruedas delanteras del XC20 están ligeramente inclinadas. Este cambio hizo que todos los componentes tuvieran que ser rediseñados y revisados para que pudieran adecuarse al sistema de dirección nuevo. Así, el área frontal del cuerpo del vehículo disminuye, proporcionando un mejor rendimiento aerodinámico del XC20.

El equipo espera realizar mejoras aerodinámicas en la carrocería del Eco-Vehículo XC20 y en el mecanismo de transmisión (motor M3165), que también se prepara para recibir importantes mejoras técnicas, tanto a nivel estructural (por ejemplo, el control térmico), como funcional, a través de nuevos tiempos en la inyección de combustible.

En estos momentos el equipo está centrado en realizar pruebas para el estudio del coeficiente de rodadura, que está directamente relacionado con la convergencia de la parte frontal del prototipo. Lo que se presente es encontrar un conjunto ideal (óptimo) para la posición de las ruedas delanteras.

2.3. Características técnicas del prototipo XC20

Podemos encontrar las características del prototipo actual XC20, en la página web del departamento de ingeniería mecánica de la Universidad de Coimbra [1].

Las principales características son:

- Transmisión: rueda trasera por correa dentada en dos etapas.
- Neumáticos: MICHELIN 45/75 R 16 (Radiales).

- Carrocería: hecha en fibra de carbono-epoxy con lunas delanteras en policarbonato.
- Chasis: tubular de tipo celosía tridimensional en aleación de aluminio 6063-T5 soldado a TIG.
- Sistema de dirección: por palanca.
- Longitud: 2906 mm.
- Ancho: 599 mm.
- Altura: 609 mm.
- Distancia entre ejes: 1655 mm.
- Vía delantera: 500 mm.
- Peso en vacío: 32,0 kgf (M3165).
- Relación peso en vacío/potencia: 34,2 kgf/kW (M3165).
- Coeficiente aerodinámico C_x : 0,0995 a 30 km/h.
- Área frontal: 0,260 m².
- Área frontal multiplicada por el coeficiente aerodinámico $S.C_x$: 0,0259 a 30 km/h.
- Área mojada: 4,230 m².
- Batería: NiCd 12V 3,0 Ah.
- Depósito de combustible: 30 cm³.
- Peso del piloto equipado: 50,0 kgf.
- Peso total: 82,0 kgf (M3165).
- Relación Peso total/potencia: 62,1 kgf/kW (M3165).

No hay que olvidar las características técnicas del motor M3165, que se especifican a continuación:

- Motor de 4 tiempos con 1 cilindro.
- Ciclo de funcionamiento: Ciclo de Atkinson.
- Distribución: 2 árboles de levas a la cabeza y dos válvulas.
- Ignición: 2 bugías de ignición NGK CMR6H.
- Inyección/Encendido: Electrónica programable HALTECH E6K.
- Inyector: BOSCH B 280 434 801/1.
- Cilindrada: 31,65 cm³ (D x C = 33,0 x 37,0 mm).

- Tasa de compresión: 15:1.
- Tipo de cámara de combustión: Hemisférica.
- Máximo par de frenado 2,15 N·m a 4000 rpm.
- Mínimo consumo específico de combustible en frenado: 200 g/kW·h a 3000 rpm.
- Combustible: Gasolina sin plomo 95 I.O. R.M.

El rendimiento del motor se estimó realizando un programa en código FORTRAN, "4SSI", desarrollado por el jefe de equipo, el Profesor Doctor Pedro Carvalheira.

Los resultados experimentales obtenidos, utilizando ese mismo programa para un motor similar Honda GX22, muestran que el código realiza una buena aproximación y por tanto, nos lleva a aceptar los resultados esperados para este motor M3165.

2.4. Circuito EuroSpeedway Lausitz

En esta próxima edición, la competición tendrá lugar en Alemania, en el circuito EuroSpeedway Lausitz [2]. Este es un gran circuito de carreras que satisface las más altas exigencias técnicas y de infraestructura de la Shell Eco-marathon Europa. Inaugurado en 2000, Lausitzring ya ha desarrollado la reputación de ser un circuito difícil en el mundo del automovilismo. Gracias a su extrema seguridad, a su gran ancho de pista y a sus anchas chicanes, se puede decir que este circuito es el lugar ideal para comprobar la eficiencia de combustible de los vehículos.

Lausitzring tiene todos los ingredientes para mantener el verdadero espíritu del evento: la pista de carreras cubre alrededor de 367 hectáreas. La pista interior es 4,534 km de largo, además de tener 45 talleres para las inspecciones técnicas.

Debido a sus características y a la dificultad del circuito, el estudio de la estructura es más que recomendable para intentar optimizar y mejorar, en la medida de lo posible, el prototipo XC20.

En la figura 1 podemos observar el mapa topográfico del circuito Lausitzring:

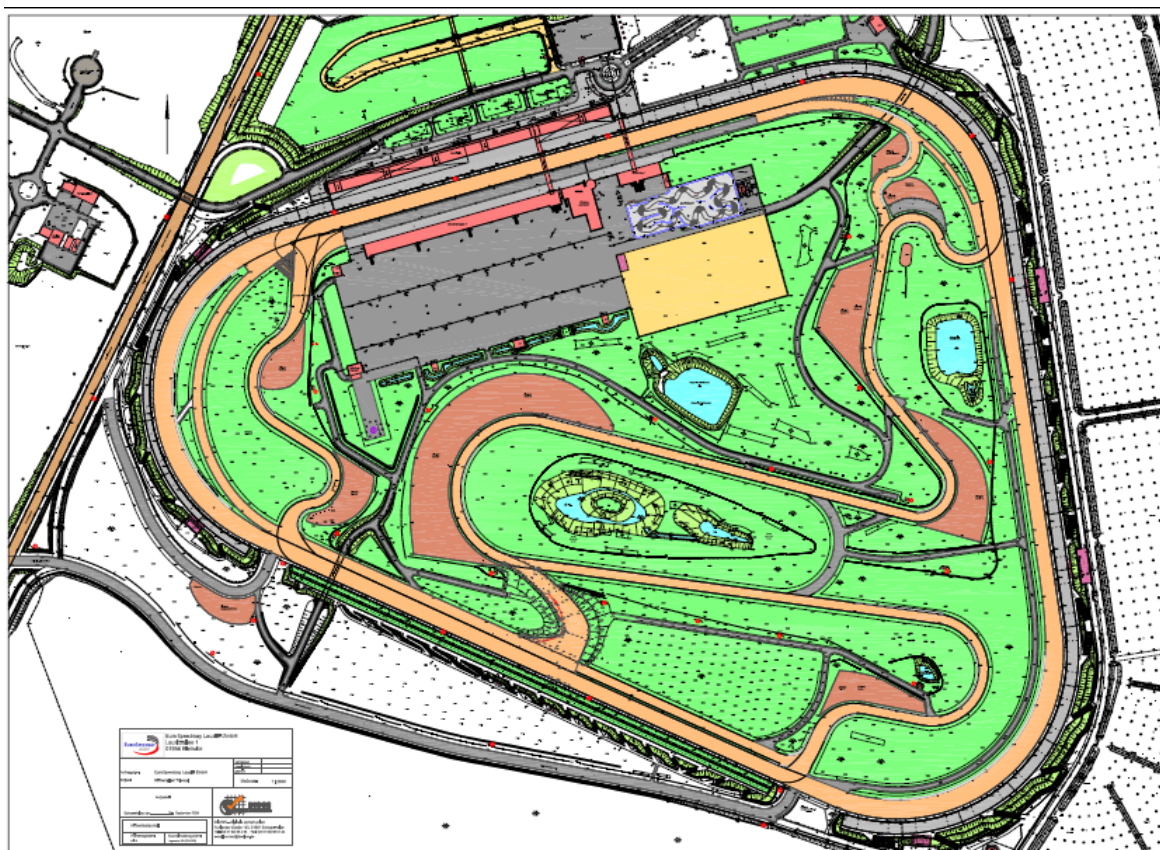


Figura 1: Plano del circuito de Lausitzring en Alemania [2].

El equipo del Eco-Vehículo de la Universidad de Coimbra, parte a principios de mayo a Alemania, compitiendo con el número 2 en su carenado.

3. MODELADO DE LA ESTRUCTURA DEL ECO-VEHÍCULO

En esta sección se realiza una descripción de la metodología utilizada en el estudio de la estructura del Eco-Vehículo. Se analizará el tipo de material utilizado, las condiciones de contorno que utilizaremos a la hora de simular el modelo en el programa ANSYS. También se explicará el tipo de elemento escogido para dicha simulación y el análisis de todas las fuerzas que soporta la estructura. Se realiza la definición del modelo en tres dimensiones con elementos línea y todas las variables que influyen en este modelo.

3.1. Tipo de material

Es importante escoger de manera correcta, teniendo en cuenta los criterios de diseño de la estructura, el tipo de material a utilizar. Esta competición, para la cual está hecho este prototipo, trata de fabricar un vehículo que consuma el mínimo combustible posible, por ello interesa que el material sea ligero y a la vez resistente. Por tanto, el equipo del Eco-Vehículo escogió una aleación aluminio-magnesio-silicio en perfiles tubulares normalizados de sección circular. Esta aleación del aluminio con magnesio y silicio, mejora la resistencia mecánica del aluminio, por tanto, lo hace un material óptimo para este tipo de estructuras. En la tabla A del anexo A podemos observar la composición química de la aleación escogida. La empresa distribuidora es ALUSTOCK [3].

La serie elegida es 6063 con un tratamiento térmico T5. (“Tratamiento térmico de temple desde la temperatura de extrusión y maduración artificial. Aplicado a los semi-productos que desde la temperatura de extrusión reciben un enfriamiento con aire forzado a velocidad suficiente (temple), de manera que con una maduración artificial posterior se incrementan sus propiedades mecánicas. Se incluyen en este estado los productos que después del enfriamiento son sometidos a un aplanado o enderezado por tracción, sin efectos sensibles sobre las propiedades mecánicas.” [3])

La tabla 1 muestra algunas de las propiedades físicas de la aleación de aluminio 6063-T5:

Tabla 1: Propiedades físicas del aluminio 6063-T5 [3]

PROPIEDADES FÍSICAS TÍPICAS (a temperatura ambiente de 20°C)							
Módulo elástico N / mm ²	Peso específico g / cm ³	Intervalo de fusión °C	Coefficiente de dilatación lineal 1 / 10 ⁶ K	Conductividad térmica W / m K	Resistividad eléctrica a 20°C - μΩ cm	Conductividad eléctrica % IACS	Potencial de disolución V
69.500	2,70	615 - 655	23,5	T1 - 193 T5 - 209	T1 - 3,4 T5 - 3,1	T1 - 50,5 T5 - 55,5	- 0,80

El mayor problema con el material aparece al soldarlo. Todas las uniones de la estructura tipo celosía van soldadas mediante soldadura TIG. Este tipo de soldadura puede ser aplicado casi a cualquier material, entre ellos el aluminio. Es especialmente apto para la unión de metales de espesores delgados, como es el caso de esta estructura y ofrece una alta calidad de soldadura. El sistema TIG es un sistema de soldadura al arco con protección gaseosa que utiliza el intenso calor del arco eléctrico, generado entre un electrodo de tungsteno no consumible y la pieza a soldar. Debido a la soldadura, la resistencia del material cambia en las uniones y desciende a un límite elástico de 50 MPa. Se sabe que la soldadura es uno de los puntos más resistentes y que el material no romperá por estos puntos, pero sí hay riesgo de que el material rompa en las zonas cercanas a la soldadura.

Por tanto el límite elástico a tener en cuenta tanto en las uniones como en zonas cercanas a esta será de 50 MPa.

En la tabla 2 se pueden observar algunas de las propiedades de la aleación 6063-T5:

Tabla 2: Propiedades de la aleación 6063-T5 [3]

PROPIEDADES TÍPICAS DE LAS ALEACIONES DE ALUMINIO							
Aleación Normas A.A.	Aleación Normas ALU-STOCK	ESTADO	Carga de rotura Rm N / mm ²	Límite elástico Rp 0,2 N / mm ²	Alargamiento A 5,65%	Límite de fatiga N / mm ²	Dureza Brinell HB
Serie 6000							
6005 A	Simagaltok 05	T1	200	100	25	-	-
6005 A	Simagaltok 05	T4	210	110	16	-	-
6005 A	Simagaltok 05	T5	270	240	13	-	-
6005 A	Simagaltok 05	T6	285	260	12	190	90
6060	Simagaltok 60	0	100	50	27	110	25
6060	Simagaltok 60	T1	150	90	25	-	45
6060	Simagaltok 60	T4	160	90	20	-	50
6060	Simagaltok 60	T5	220	185	13	160	75
6060	Simagaltok 60	T6	245	215	13	160	85
6061	Simagaltok 61	0	125	55	27	120	30
6061	Simagaltok 61	T4	235	140	21	180	65
6061	Simagaltok 61	T6 / T651	310	270	14	190	95
6063	Simagaltok 63	0	100	50	27	110	25
6063	Simagaltok 63	T1	150	90	26	150	45
6063	Simagaltok 63	T4	160	90	21	150	50
6063	Simagaltok 63	T5	215	175	14	150	60
6063	Simagaltok 63	T6	245	210	14	150	75
6063	Simagaltok 63	T8	260	240	-	-	80
6082	Simagaltok 82	0	130	60	27	120	35
6082	Simagaltok 82	T1	260	170	24	200	70
6082	Simagaltok 82	T4	260	170	19	200	70
6082	Simagaltok 82	T5	325	275	11	210	90
6082	Simagaltok 82	T6 / T651	340	310	11	210	95

Como podemos observar, el límite elástico para este tipo de material es 175 MPa, pero como indicamos anteriormente, en las uniones de las barras debido a la soldadura, se considerará un límite elástico igual a 50 MPa.

3.2. Cargas

En este apartado se definirán todas las cargas que soporta la estructura, así como el cálculo realizado para llegar a ellas y los puntos de aplicación.

3.2.1. Cargas debido al peso del piloto

Según el artículo 21 de las nuevas normas de 2011 [4], el peso del piloto del vehículo prototipo debe pesar al menos 50 kg incluyendo todos los dispositivos de comunicación. El peso de nuestro piloto, con casco y radio de comunicación incluidos, es 50 kg.

El asiento del piloto está hecho de fibra de carbono con módulo de elasticidad 230 MPa y coeficiente de Poisson 0.3. Este se apoya de manera distribuida sobre tres barras de la estructura: la barra 8-44-78, barra 20-47-90 y barra 27-42-112-97, como se puede observar en la figura 2. Además está atornillada mediante uniones fijas a cuatro puntos de la barra 1-34-104-71 y otros dos puntos que pertenecen respectivamente a las dos barras perpendiculares a la barra 1-34-104-71 (barra 1-2-3 y barra 71-72-73). El procedimiento para el cálculo de las fuerzas en estas uniones fijas se explicará más tarde en este mismo capítulo.

En la figura 2 se puede observar un dibujo aproximado del asiento de fibra de carbono:

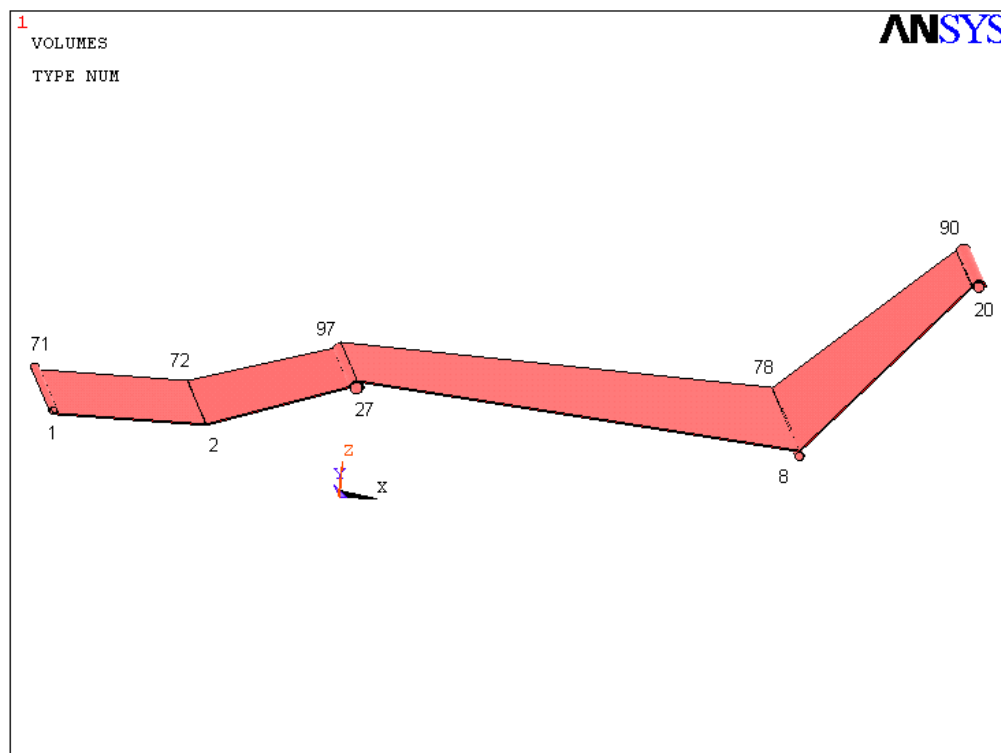


Figura 2: Asiento del piloto.

Hay que decir que el dibujo del asiento de la figura 2 es un modelo aproximado ya que en la realidad el punto 27 no se une con el punto 2, sino que lo hace directamente con el punto 1. Este modelo se hizo para mostrar de una manera más clara como se apoya y une el asiento a la estructura, mostrando todos los puntos.

Para aplicar de una manera rigurosa el peso del piloto a la estructura, se ha realizado un estudio de las partes del cuerpo por separado, hallando el peso y centro de gravedad de cada una de ellas.

En la tabla 3 se puede ver la división de las partes del cuerpo que se ha tenido en cuenta, el peso respectivo y la posición del centro de gravedad de cada una de ellas.

Tabla 3: Estimación del peso del piloto

	Masa (kg)	Xcg (m)	Ycg (m)	Zcg (m)
Cabeza	3.877	1.000	0.000	0.414
Cuello	0.742	0.903	0.000	0.332
Tronco	16.185	0.574	0.000	0.242
Nalgas	10.394	0.348	0.000	0.239
Brazo izquierdo	1.054	0.449	-0.145	0.340
Brazo derecho	1.054	0.449	0.145	0.340
Antebrazo izquierdo	1.408	0.679	-0.208	0.263
Antebrazo derecho	1.408	0.679	0.208	0.263
Mano izquierda	0.241	0.340	-0.074	0.400
Mano derecha	0.241	0.340	0.074	0.400
Parte superior de pierna izquierda	3.491	0.174	-0.123	0.290
Parte superior de pierna derecha	3.491	0.174	0.123	0.290
Parte inferior de pierna izquierda	1.916	-0.174	-0.108	0.293
Parte inferior de pierna derecha	1.916	-0.174	0.108	0.293
Pie izquierdo	0.791	-0.447	-0.100	0.243
Pie derecho	0.791	-0.447	0.100	0.243
Casco CMS City. Tamaño S	0.538	1.000	0.000	0.414
Radio de comunicación	0.459	-0.05	-0.18	0.22
Total	49.997	-	-	-

En la figura 3 se puede observar la posición de cada parte del cuerpo con respecto a las barras. En dicho gráfico están representados los datos de la posición de la coordenada “x” en metros, con respecto a los datos de la coordenada “z” en metros, de cada parte del cuerpo y de la cada barra.

Cada centro de gravedad de las diferentes partes del cuerpo queda situado entre dos barras, entre las cuales se distribuye este peso. Una vez sabemos las barras afectadas y la posición del centro de gravedad de cada parte, se realiza un equilibrio de fuerzas para saber qué porcentaje de esa carga soporta cada una de las dos barras.

Como se explicó anteriormente y se puede observar en la figura 3, las barras que soportan el asiento del piloto sólo son cuatro, representadas en el gráfico en forma de cuadrado.

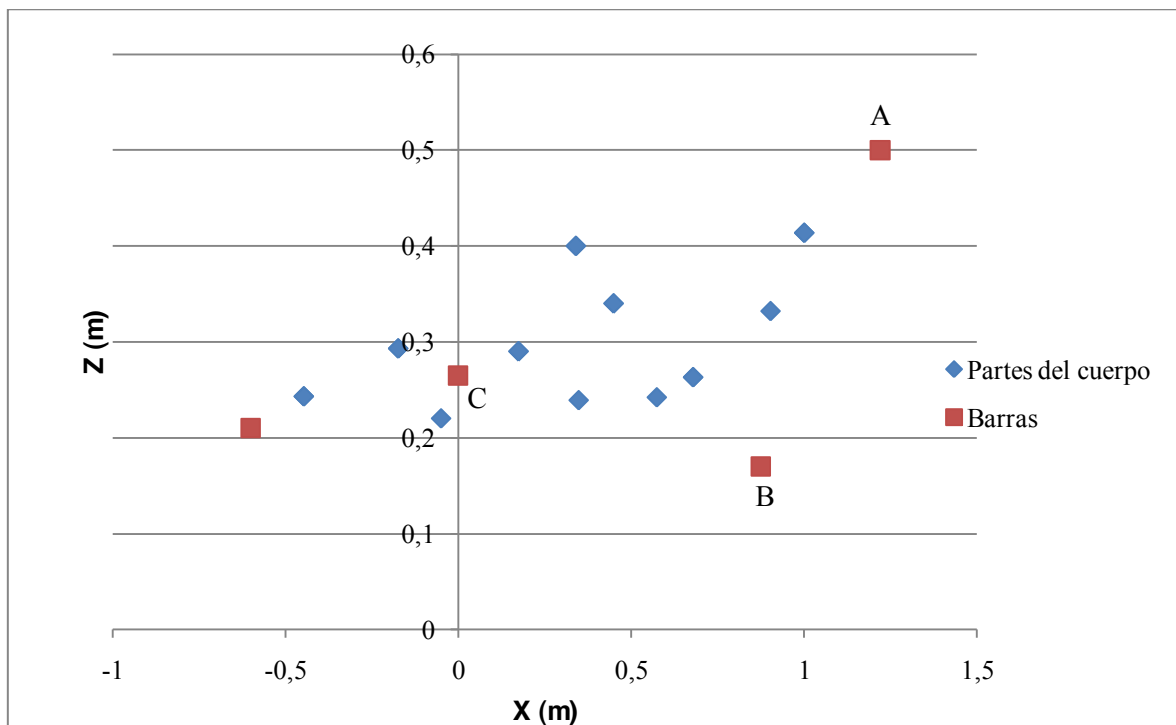


Figura 3: Gráfico de la posición del centro de gravedad de cada parte.

La metodología, la notación y el procedimiento seguido para distribuir el peso de cada parte del cuerpo entre las correspondientes barras se muestra en el anexo A. Cada fuerza F debida a cada parte del cuerpo, genera una fuerza puntual $F1$ en dirección del eje “z” en la barra de apoyo de la derecha y una fuerza puntual $F2$ según la dirección del eje “z” en la barra de apoyo de la izquierda.

En la tabla 4 se muestran las fuerzas $F1$ y $F2$ de cada parte del cuerpo, que soporta cada barra:

Tabla 4: Fuerzas que soporta cada barra

	Barra 20-47-90	Barra 8-44-78	27-42-112-97
Cabeza	F1	F2	-
Cuello	F1	F2	-
Tronco	-	F1	F2
Nalgas	-	F1	F2
Brazo izquierdo	-	F1	F2
Antebrazo izquierdo	-	F1	F2
Parte superior de pierna izquierda	-	F1	F2
Parte inferior de pierna izquierda	-	-	F1
Casco CMS City, Tamaño S	F1	F2	-
Radio de comunicación	-	-	F(*)

Hay que decir que tanto el peso de los brazos como de las piernas, es soportado únicamente por la mitad de cada barra.

La fuerza F2 debido a la parte inferior de las piernas se aplica como fuerza puntual en el punto A1 donde se apoyan los pies, es decir, esta fuerza F2 se añade a la fuerza debido al peso del cada pie. Esto se explica de manera más detallada más adelante.

(*) Toda la fuerza debido al peso de la radio de comunicación es soportada por la barra 27-42.

En la tabla 5 se muestra el resumen de los valores de las fuerzas F1 y F2 de cada parte del cuerpo. Los cálculos realizados hasta llegar a estos valores y el punto de aplicación de cada una de ellas, se muestran en el anexo A.

Tabla 5: Resumen de las fuerzas de debido a cada parte del cuerpo

	Masa (kg)	F (N)	F1 (N)	F2 (N)
Cabeza	3.877	38.034	13.827	24.207
Cuello	0.742	7.282	0.591	6.691
Tronco	16.185	158.774	104.156	54.618
Nalgas	10.394	101.966	40.553	61.413
Brazo izquierdo	1.054	10.338	2.106	8.232
Brazo derecho	1.054	10.338	2.106	8.232
Antebrazo izquierdo	1.408	13.817	8.755	5.062
Antebrazo derecho	1.408	13.817	8.755	5.062
Mano izquierda	0.241	2.364	-	-
Mano derecha	0.241	2.364	-	-
Parte superior de pierna izquierda	3.491	34.245	6.810	27.435

Parte superior de pierna derecha	3.491	34.245	6.810	27.435
Parte inferior de pierna izquierda	1.916	18.791	11.477	7.315
Parte inferior de pierna derecha	1.916	18.791	11.477	7.315
Pie izquierdo	0.791	7.762	-	-
Pie derecho	0.791	7.762	-	-
Casco CMS City. Tamaño S	0.538	5.282	1.920	3.362
Radio de comunicación	0.459	4.503	-	-
Total	49.997	-	-	-

Tanto las manos los como pies actúan como cargas puntuales aplicadas en un punto, por tanto no se distribuyen en las barras. Los cálculos y el valor de estas fuerzas se pueden ver en el anexo A. Lo mismo ocurre con la radio de comunicación como ha sido explicado anteriormente.

- Fuerza debido al peso de las manos: Dos fuerzas puntuales aplicadas en un punto, cada una de ellas de valor:

$$F_m=2.364 \text{ N}$$

- Fuerza debido al peso de los pies: Dos fuerzas puntuales aplicadas en un punto donde apoyan los pies, cada una de ellas de valor:

$$F_p= 7.76 \text{ N}$$

A este valor hay que añadirle la fuerza F2 debido al peso de cada parte inferior de las piernas. La fuerza calculada se aplica sobre los puntos A1 y A2 como se explicará en el apartado siguiente.

3.2.1.1. Cargas distribuidas soportadas por cada barra

En este apartado se calcula la fuerza distribuida total en dirección del eje “z” que soporta cada barra. Según la longitud de la cada una de ellas y las fuerzas que influyen calculadas anteriormente, se obtendrá un valor de fuerza distribuida para cada una de las barras.

En el anexo A se encuentran todos los cálculos realizados hasta llegar a los resultados que aquí se presentan. La tabla 6 muestra un resumen de las cargas distribuidas en dirección del eje “z” debido al peso del piloto que soporta cada barra.

Se divide la barra 27-42-112-97 en dos tramos porque la fuerza debido al peso de la radio del piloto sólo es soportada por el tramo 27-42 de dicha barra.

Tabla 6: Cargas distribuidas en las barras

Barra	20-47-90	8-44-78	27-42	42-112-97
q (N/mm)	0.071	0.536	0.969	0.906

3.2.1.2. Reacciones en las uniones rígidas

Como se explicó anteriormente para hallar las reacciones en los puntos donde se une rígidamente la placa del asiento a las barras, se ha realizado un estudio aparte mediante el programa de elementos finitos ANSYS.

La placa del asiento de fibra de carbono, con modulo de elasticidad 230 GPa y coeficiente de Poisson 0.3, está atornillada a los siguientes puntos pertenecientes a la estructura: Punto 1, Punto 34, Punto 104, Punto 71, Punto 2 y Punto 72. Las coordenadas de estos puntos se pueden encontrar en el anexo B.

Los pies se apoyan sobre dicha placa en los puntos:

- Punto A1 (-447, -100, 198.43) mm
- Punto A2 (-447, 100, 198.43) mm

En el modelo creado, los puntos 3 y 4 corresponden a los puntos A1 y A2 respectivamente. En estos puntos donde se apoyan los pies, se aplicarán las fuerzas puntuales respectivas. Como se explicó anteriormente las fuerzas que se tienen en cuenta son las debidas al peso de los pies y las fuerzas F2 correspondientes a la parte inferior de las piernas.

En la figura 4 se puede ver un dibujo del modelo realizado en ANSYS:

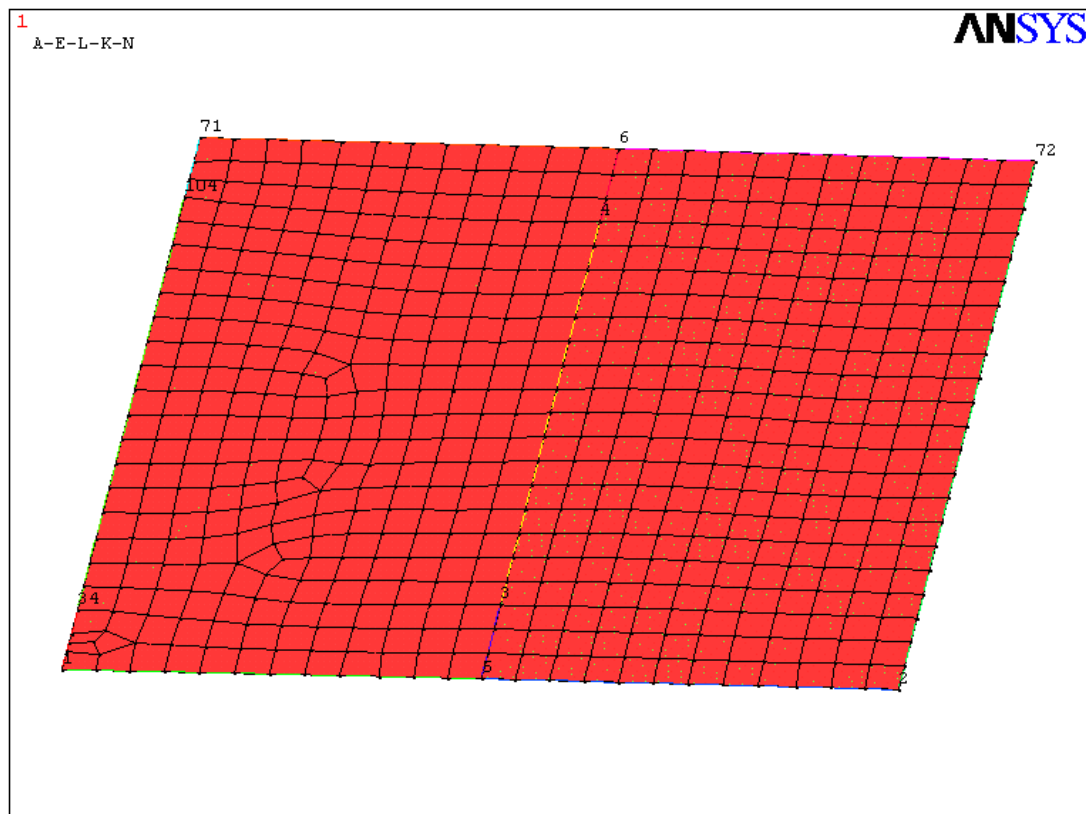


Figura 4: Modelo de la placa realizado en ANSYS.

Para calcular la fuerza debido al peso de cada pie, se procede según la ecuación (1):

$$F=m \cdot g \quad (1)$$

Donde:

F: fuerza debido al peso de cada parte del cuerpo (N).

m: masa de la parte del cuerpo de estudio (kg).

g: aceleración de la gravedad, 9.81 m/s^2 .

Así se obtiene la fuerza debida al peso del pie, utilizando la ecuación (1):

$$F_{\text{pie}}=m \cdot g=0.791 \cdot 9.81=7.76 \text{ N}$$

Según la siguiente fórmula, se suma la fuerza debido al peso de cada pie y la fuerza debido al peso de la parte inferior de la pierna izquierda:

$$F = F_{2\text{pierna_inf_izq}} + F_{\text{pie_izq}}$$

Por tanto, la fuerza puntual que se aplica tanto en el punto 3 como en el punto 4 es:

$$F = 7.315 + 7.76 = 15.075 \text{ N}$$

Una vez se sabe el valor de la fuerza a aplicar, los puntos de aplicación y las propiedades del material, comienza el modelado mediante el programa ANSYS.

Para realizar dicho modelo se elige el tipo de elemento Shell63 [5]. Este es un elemento 3D tipo placa que tiene capacidad de flexión. Se pueden aplicar cargas tanto en su mismo plano como en el perpendicular a él y es un elemento que tiene seis grados de libertad en cada nodo: traslaciones en “x”, “y”, “z” y rotaciones alrededor de “x”, “y” y eje “z”. También tiene gran capacidad de deformación y rigidez a tensión.

Este elemento se define mediante cuatro nodos y es un material con propiedades ortotrópicas. Para más información sobre el tipo de material utilizado ver referencia [5].

En la figura 5 se puede observar el tipo de elemento Shell63, los nodos y su sistema de coordenadas:

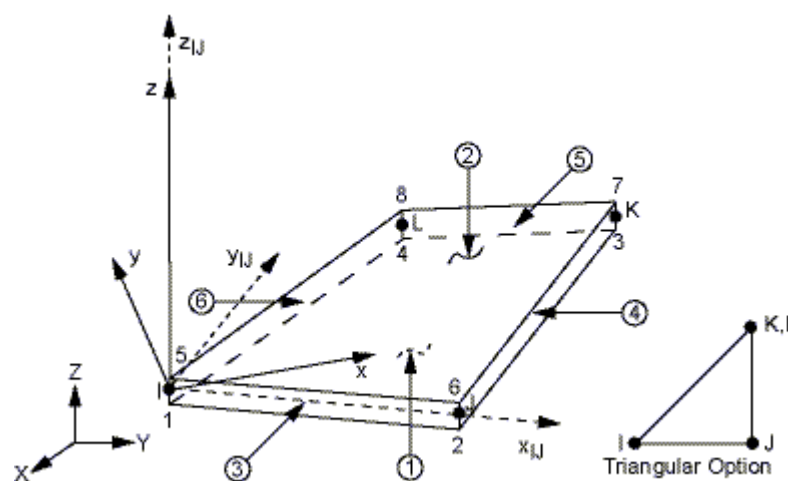


Figura 5: Elemento Shell63 [5].

Una vez el tipo de elemento es elegido, hay que definir las propiedades del material:

Módulo de elasticidad $E=230 \text{ GPa}$

Coefficiente de Poisson: $\nu=0.3$

Se considera un espesor de placa de 1.5 mm y una densidad $\rho_c=1750 \text{ kg/m}^3$. También se añade la fuerza de la gravedad 9.81 m/s^2 para realizar un cálculo más preciso. Como las uniones son rígidas pero son placas atornilladas, se modelan las uniones como apoyos permitiendo el giro entre los puntos de unión.

Por tanto, las condiciones de contorno consisten en el impedimento de desplazamiento en los puntos 1, 34, 104, 71, 72 y 2. En todos estos puntos las condiciones son las siguientes:

- Desplazamiento según eje “x” impedido: $u_x=0$
- Desplazamiento según eje “y” impedido: $u_y=0$
- Desplazamiento según eje “z” impedido: $u_z=0$

Cuando todos los puntos y los parámetros están claros, se procede a simular el modelo y obtener resultados.

Una vez se ha realizado la simulación, se obtiene la solución del problema.

En la figura 6 se observa la placa deformada de perfil y las líneas correspondientes a la placa inicial sin deformar. También se observa como el desplazamiento máximo tiene un valor de 1.1 mm y aparece en la zona donde se apoyan los pies.

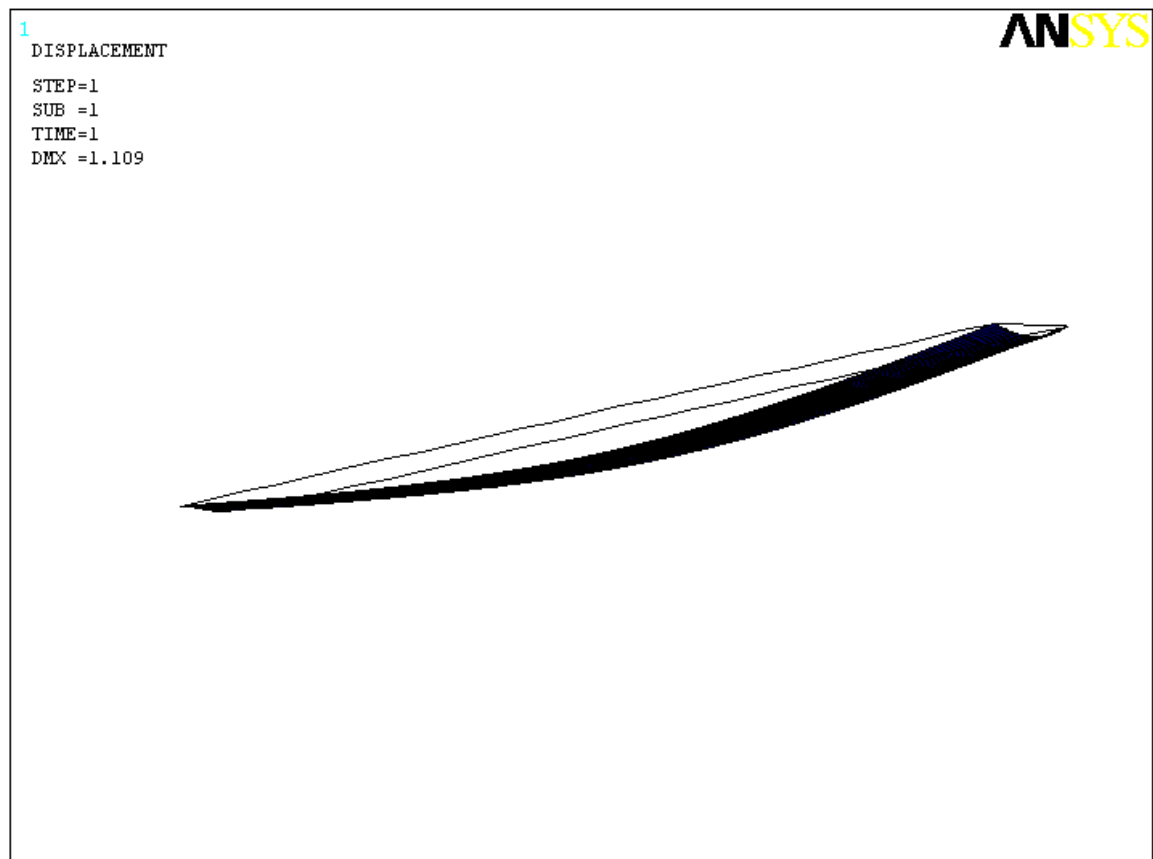


Figura 6: Deformada de la placa.

En la figura 7 se puede observar la distribución de tensión Von Mises. Se observa como los máximos valores de tensión aparecen en los puntos de aplicación de las fuerzas y este valor máximo de tensión de Von Mises es 40.3 MPa.

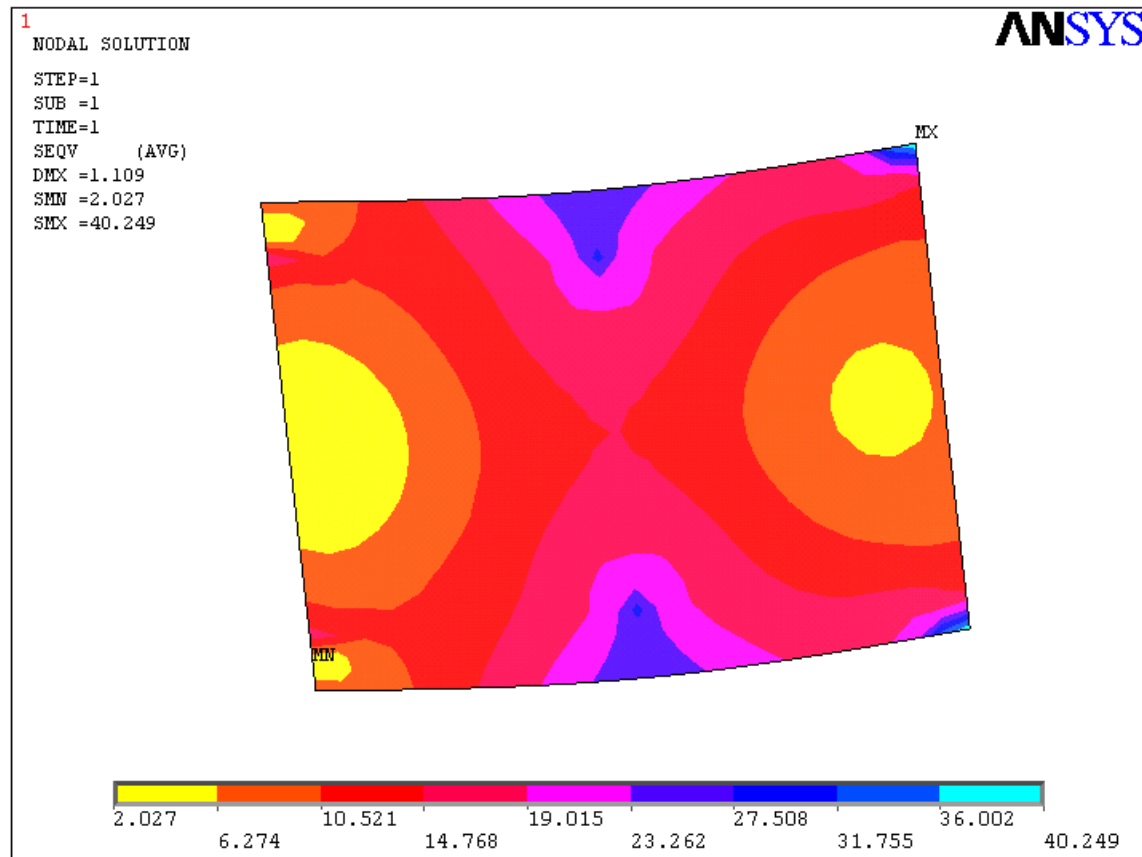


Figura 7: Resultado de simulación de la placa. DMX(mm). SMN(MPa). SMX(MPa).

En la tabla 7 se pueden ver los resultados obtenidos para el valor de las reacciones F_x , F_y y F_z en los puntos 1, 34, 104, 71, 72 y 2 correspondientes a las uniones fijas entre la placa del asiento del piloto y las barras correspondientes de la estructura del vehículo.

Tabla 7: Reacciones en los puntos de unión rígida

Punto	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)
1	73.444	36.742	-5.418
34	181.74	34.388	-6.561
104	175.58	-33.881	-6.088
71	78.835	-37.645	-5.833
72	-254.67	-136.66	28.104
2	-254.93	137.06	28.126

Estas fuerzas calculadas son las fuerzas que hay que aplicar en cada punto correspondiente en el modelo de la estructura completa. Hay que notar que estas reacciones cambian según la carga aplicada. Por ello, a la hora de hallar la carga máxima que soporta la estructura se tendrá que realizar una simulación diferente de este programa de la placa para cada una de las diferentes cargas aplicadas.

3.2.2. Cargas debido a los demás elementos y accesorios

Una vez quedan definidas todas las fuerzas debido al peso del piloto, pasamos a detallar en este apartado los demás elementos que soporta la estructura. Se procede a calcular las fuerzas debido a su peso y finalmente se describe su punto de aplicación. Así, una vez se tengan definidos todos las fuerzas que soporta la estructura se puede comenzar la simulación mediante el programa de elementos finitos ANSYS.

Debido a la cantidad de fuerzas aplicadas, se detallarán las mayores fuerzas y las más importantes, como son el motor o la carrocería. Añadiendo la densidad del material y la gravedad, el programa tiene en cuenta el peso del chasis, por eso no es necesario especificarlo en esta sección.

- **Motor:**

El motor tiene un peso de 7 kg. A este peso hay que añadirle la base de motor de otros 0.33 kg. Según la ecuación (1) se obtiene la fuerza debido al motor más la base del motor de la siguiente manera:

$$F=m \cdot g=(7+0.33) \cdot 9.81=71.903 \text{ N}$$

El motor, junto con la base, está unido a la estructura mediante cuatro puntos: Punto 11, punto 13, punto 81 y punto 83. Las coordenadas, en milímetros, de estos puntos se pueden obtener en el anexo B. Por tanto, para introducir el peso del motor en la estructura, se divide la fuerza total entre cuatro puntos y se aplican cuatro fuerzas puntuales en las respectivas uniones.

En los puntos 11, 13, 81 y 83 se aplica una fuerza puntual de valor 17.976 N.

- **Carrocería:**

La carrocería está hecha de fibra de carbono-epoxy con lunas delanteras en policarbonato. Esta pesa 5.5 kg y queda unida a la estructura mediante seis puntos: Punto 18, 25, 33, 88, 95 y 103. La fuerza debido al peso de la carrocería se calcula según la ecuación (1):

$$F=m \cdot g=5.5 \cdot 9.81=53.955 \text{ N}$$

Esta fuerza se aplicará mediante seis fuerzas puntuales aplicadas en los puntos anteriormente mencionados. El valor de cada carga puntual es 8.993 N.

Hay que notar que este valor es un valor aproximado. Si se quisiera hacer el cálculo de una manera más rigurosa tendría que tenerse en cuenta el centro de gravedad de la carrocería para ver el porcentaje del peso que soporta cada apoyo.

- **Asiento del piloto:**

El asiento del piloto está hecho de fibra de carbono de espesor 1.5 mm. Tiene una densidad de 1750 kg/m^3 y pesa 1.17 kg. Este peso será repartido entre las tres barras sobre las que se apoya: barra 20-47-90, barra 8-44-78 y barra 27-42-112-97. Se aplicará de manera distribuida sobre las tres barras. Para ello se suman las longitudes de las barras y se divide la fuerza debido al asiento entre la longitud total. Así encontramos la carga por milímetro que hay que añadir a cada barra.

Este cálculo es aproximado, ya que el asiento además de apoyarse en tres barras, está atornillado en otros seis puntos, pero como la fuerza que tendría que aplicarse en cada uno de estos puntos es muy pequeña, puede considerarse despreciable.

La longitud total de las tres barras se calcula como sigue:

$$L_t=L_1+L_2+L_3=230+400+243.44=873.44 \text{ mm}$$

Para calcular la fuerza debido al asiento del piloto se utiliza la ecuación (1):

$$F=m \cdot g=1.17 \cdot 9.81=11.478 \text{ N}$$

Para calcular la carga distribuida en cada barra, se divide la fuerza calculada entre la longitud total de las tres barras. Por tanto la carga distribuida a añadir en cada barra es 0.013 N/mm.

En la tabla 8 se puede observar la carga distribuida total, debido a todas las fuerzas, según la dirección del eje “z”, que soporta cada barra.

Se divide la barra 27-42-112-97 en dos tramos porque la fuerza debido al peso de la radio del piloto sólo es soportada por el tramo 27-42 de dicha barra.

Tabla 8: Cargas distribuidas totales soportada por cada barra

Barra	20-47-90	8-44-78	27-42	42-112-97
q (N/mm)	0.0841	0.549	0.982	0.919

- **Demás elementos y accesorios**

En este apartado se deja a modo de esquema las fuerzas que soporta la estructura debido a los demás elementos y accesorios del vehículo. En la tabla 9 para cada elemento se deja indicado: su peso, el número de puntos sobre los que se reparte dicho peso y la fuerza puntual F que hay que aplicar en cada punto indicado en la columna cinco.

Tabla 9: Resumen de las cargas y puntos de aplicación de los demás elementos que soporta la estructura

Piezas	P (kg)	nº de puntos	F (N)	Puntos
Motor y base	7.33	4	17.977	11, 13, 81, 83
Carrocería	5.5	6	8.993	18, 25, 33, 88, 95, 103
Extintor	1.44	2	7.063	35, 105
S^a de alimentación de combustible	0.5	2	2.453	19, 20
S^a de transmisión	1.25	2	6.131	19, 39

Bobina de ignición	0.45	1	4.415	19
Centralina Haltech	0.63	4	1.545	8, 9, 78, 79
Batería Li-Ion	0.32	2	1.570	21, 91
Modulo de ignición	0.07	2	0.343	19, 89
sensor MAP	0.08	1	0.785	91
Bocina Bosch	0.22	1	2.158	102
Corto de seguridad	0.49	4	1.202	6, 9, 76, 79
Protección de la rueda derecha	0.1	2	0.491	96, 97
Protección de la rueda izquierda	0.11	2	0.540	26, 27
S^a de frenado	1.03	2	5.052	28, 98
S^a de dirección	0.97	2	4.759	28, 98
Ruedas y neumáticos	5.15	3	16.841	20, 48, 100
Juntas del frontal	1.14	2	5.592	28, 98
Cableado eléctrico	0.8	4	1.962	8, 27, 78, 97
Relé del motor de arranque	0.04	1	0.392	91
Relé de la centralina	0.04	1	0.392	91
Relé de ligación del sistema	0.04	1	0.392	91
Espejo retrovisor izquierdo	0.08	1	0.785	26
Espejo retrovisor derecho	0.08	1	0.785	96
Velocímetro	0.05	1	0.491	43
Peso por contabilizar	1.5	4	3.679	8, 27, 78, 97
Asiento del piloto	1.17	Distribuida	0.013 N/mm	Barras: 20-47-90 8-44-78 27-42-112-97
Total	30.58	-	-	-

Una vez todas las fuerzas están calculadas y se ha definido su punto de aplicación, se introducen los valores en el programa de elementos finitos ANSYS para su posterior simulación y análisis.

3.3. Condiciones de contorno

Antes de comenzar la simulación es necesario definir las condiciones de contorno de la estructura. Esta descansa sobre las ruedas, que a su vez se apoyan en el suelo. Para definir las condiciones hay que pensar en los grados de libertad de la estructura.

Para permitir a la estructura el desplazamiento según el eje “x” y el eje “y” se aceptan las siguiente condiciones de contorno.

En el punto 101, correspondiente a la simulación del contacto de la rueda delantera derecha con el suelo, se impide cualquier desplazamiento. En dicho punto las condiciones de contorno son las siguientes:

- Desplazamiento según eje “x” impedido: $u_x=0$
- Desplazamiento según eje “y” impedido: $u_y=0$
- Desplazamiento según eje “z” impedido: $u_z=0$

En el punto 31, correspondiente a la simulación del contacto de la rueda delantera izquierda con el suelo, se impiden los desplazamientos según los ejes “x” y “z” pero se permite el desplazamiento según el eje “y”. En dicho punto las condiciones de contorno son las siguientes:

- Desplazamiento según eje “x” impedido: $u_x=0$
- Desplazamiento según eje “z” impedido: $u_z=0$

En el punto 49, correspondiente a la simulación del contacto de la rueda trasera con el suelo, se impide el desplazamiento según el eje “y” y “z” pero se permite el desplazamiento según el eje “x”. En dicho punto las condiciones de contorno son las siguientes:

- Desplazamiento según eje “y” impedido: $u_y=0$
- Desplazamiento según eje “z” impedido: $u_z=0$

Una vez quedan definidas las condiciones de contorno se pasa a definir el tipo de elemento utilizado.

3.4. Tipo de elemento

Para realizar la simulación en el programa de elementos finitos ANSYS hay que definir el tipo de elemento a utilizar para simular las barras de la estructura. En dicho modelo, a cada línea se le atribuirán las respectivas propiedades. Como las barras de la estructura son diferentes se tendrá que definir para cada barra el tipo de elemento y las propiedades y atributos de cada uno.

Todas las barras se definen mediante el tipo de elemento PIPE16 [5]. Este tipo es un elemento uniaxial con tensión-compresión, torsión y capacidad para flectar. Tiene seis grados de libertad y dos nodos que permiten las traslaciones en las direcciones x, y, z y también las rotaciones alrededor de los ejes x, y, z. Este elemento está basado en un elemento viga 3D (BEAM4 [5]) incluyendo simplificaciones gracias a la simetría y geometría de tubo.

La geometría, la ubicación del nodo, y el sistema de coordenadas para este elemento se muestra en la figura 8:

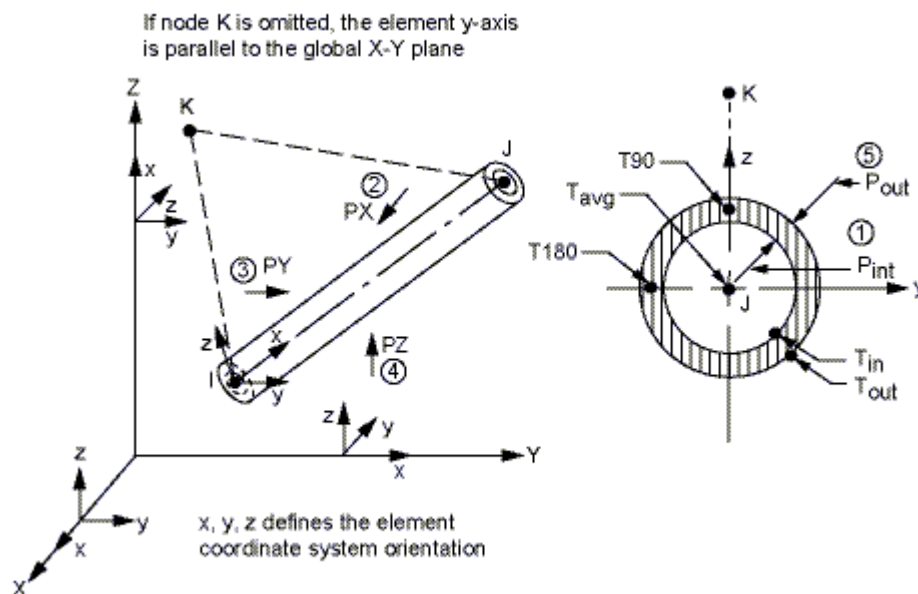


Figura 8: Geometría del elemento PIPE16 [5].

Los datos de entrada, que en nuestro caso se introducen, son el diámetro exterior, el espesor de pared de cada sección de barra y las propiedades del material isotrópico: densidad del aluminio $\rho_a=2700 \text{ kg/m}^3$, módulo de elasticidad del aluminio $E=69.5 \text{ GPa}$ y

coeficiente de Poisson $\nu=0.34$ [6]. Estos datos se pueden encontrar en la tabla 1. Para hacer los cálculos de manera más sencilla se toma como módulo de elasticidad $E=70$ GPa.

El elemento puede ser utilizado tanto para situaciones de pared delgada, como es este caso, como de paredes gruesas. Sin embargo, algunos de los cálculos de esfuerzos se basan en la teoría de pared delgada. En la formulación de este elemento también se tiene en cuenta las deformaciones según los cortantes.

En este punto ya están definidas todas las variables para poder realizar la simulación. En la tabla B del anexo A se puede encontrar la sección de los diferentes tubos utilizados en la estructura.

4. RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN

En esta sección se realiza la simulación en el programa de elementos finitos ANSYS. Lo primero que se estudiará será el comportamiento de la estructura a cargas de “7g”, “3g” y “2g” para hallar la máxima carga que la estructura es capaz de soportar. Se analizarán los resultados obtenidos y se propondrán alternativas para optimizar la estructura. Finalmente se hará la comprobación a pandeo para la carga máxima.

4.1. Carga máxima capaz de soportar

Una vez se ha realizado el diseño CAD de la estructura mediante el programa de elementos finitos ANSYS se procede a aplicar todas las cargas que soporta la estructura calculadas anteriormente y las condiciones de contorno. Como se explicó en el apartado 3.1 “Tipo de material”, el límite elástico a tener en cuenta en las uniones debido a la soldadura es 50 MPa.

En la figura 9 se puede ver el diseño de la estructura modelada en ANSYS:

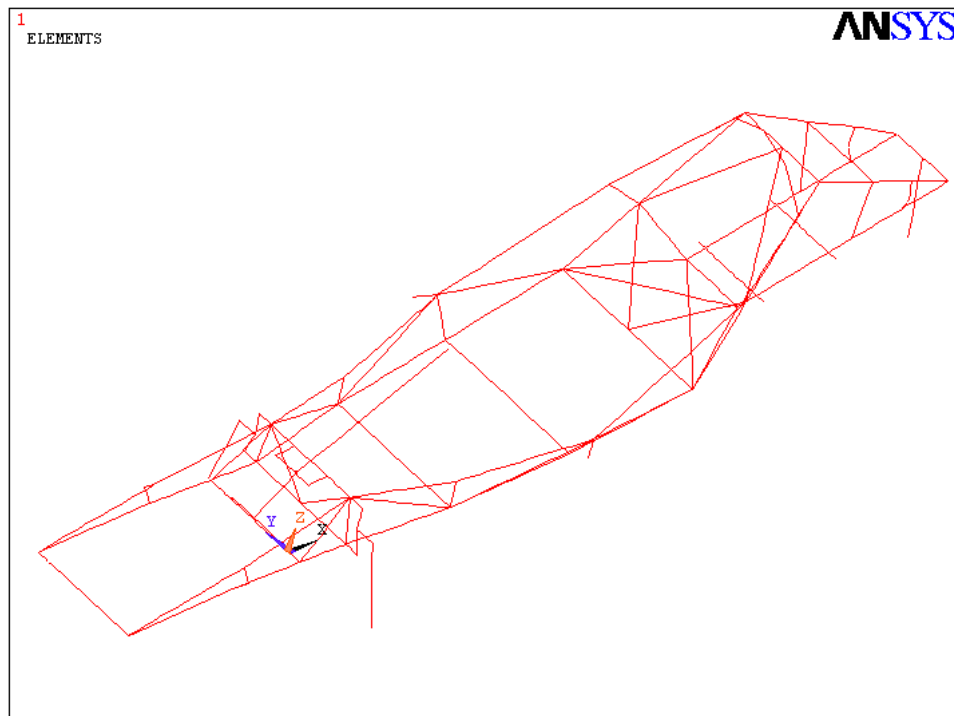


Figura 9: Diseño de la estructura del Eco-Vehículo.

4.1.1. Comportamiento de la estructura sometida a "7g"

En esta primera simulación se estudiará el comportamiento de la estructura del vehículo sometido a "7g". Para ello, se multiplicarán por siete todas las cargas anteriormente calculadas, ya que el programa sólo aplica la fuerza de la gravedad a aquellos puntos que tienen masa. Como las fuerzas no tienen masa, es necesario multiplicarlas por 7 para simular la carga de "7g". Para obtener las nuevas reacciones en los puntos donde se une rígidamente la placa a las barras es necesario simular de nuevo el programa realizado en ANSYS con la carga a analizar.

Simulando este caso nos hacemos una idea sobre cómo se comporta la estructura, observando los puntos donde aparecen las máximas tensiones y máximos desplazamientos.

En la figura 10 se observa la distribución de tensión de Von Mises a lo largo de las barras de la estructura.

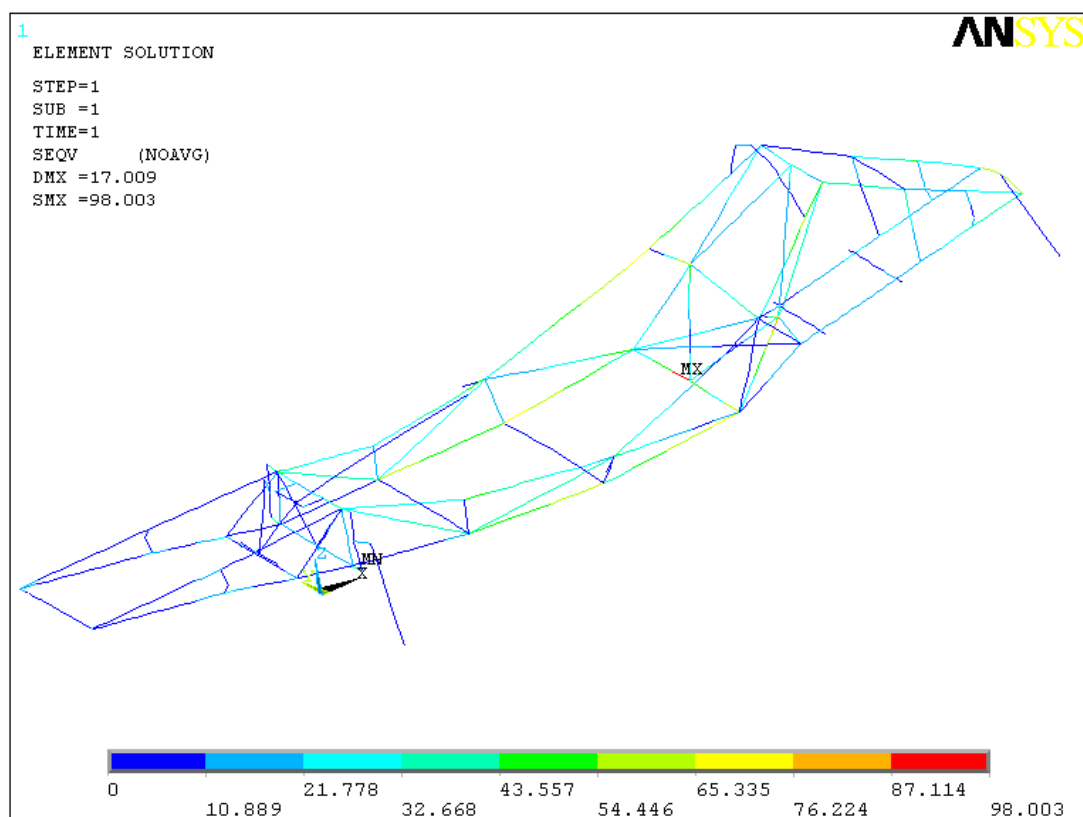


Figura 10: Distribución de tensión en la estructura sometida a "7g". DMX (mm) SMX (MPa).

Se observa que la máxima tensión aparece en puntos de unión, entre ellos en el Punto 44 (ver figura C en el anexo B). Por tanto como esta tensión $\sigma=98$ MPa es mayor que el límite elástico en la unión $\sigma_R=50$ MPa se puede concluir que la estructura no soporta “7g”. El máximo desplazamiento es 17 mm.

La deformada en color azul junto con la estructura sin deformar en color negro se puede observar en la figura 11:

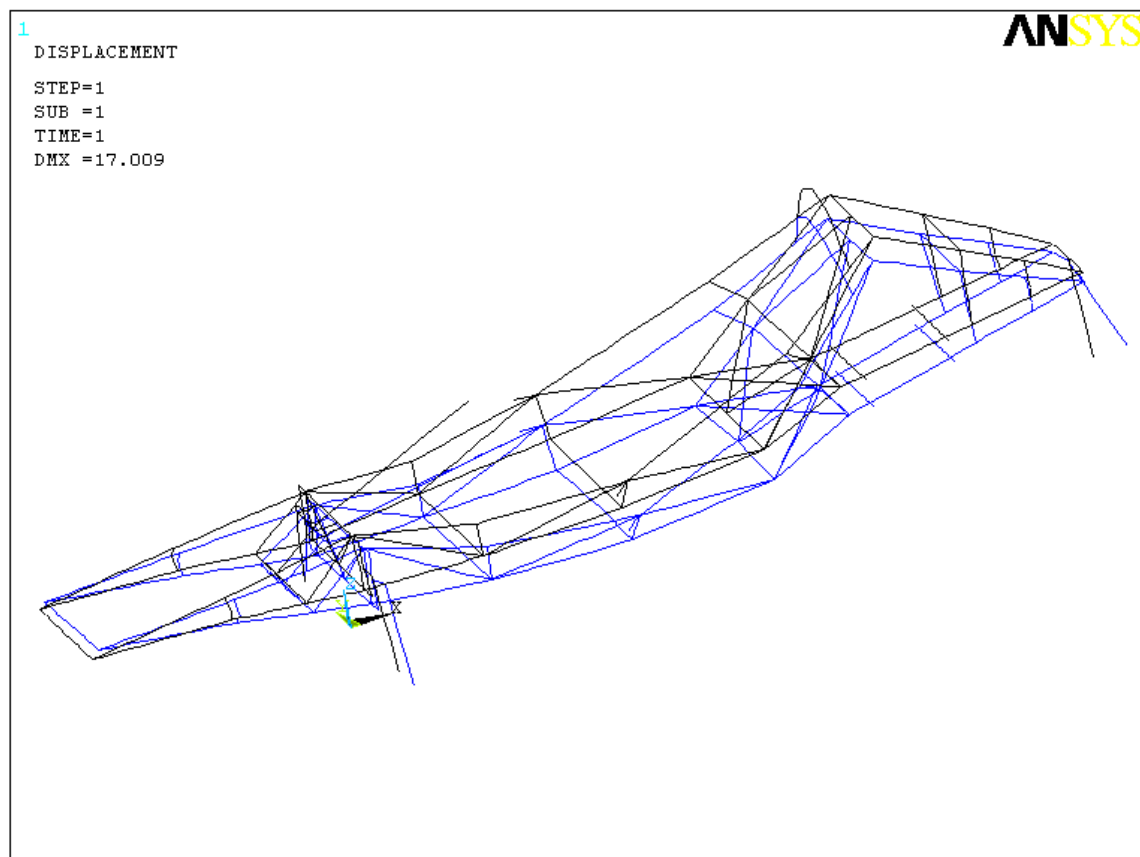


Figura 11: Deformada de la estructura debido a "7g". DMX (mm).

Como las fuerzas aplicadas no son simétricas y las condiciones de contorno tampoco lo son, la estructura no se deforma de manera simétrica.

Como la estructura no es capaz de soportar “7g” sin realizar ningún cambio o tratamiento en ella, no es necesario realizar cualquier otro tipo de comprobación a rotura.

Si fuera necesario que la estructura soportara los “7g” se tendrían que realizar tratamientos alternativos. Aquí se dejan algunas de las posibilidades para aumentar la resistencia de dicha estructura.

4.1.1.1. Comportamiento de la estructura añadiendo una barra

Una posible opción sería añadir barras en aquellas uniones donde la tensión es máxima. En este apartado se estudia el comportamiento de la estructura cuando se añade una barra en un punto que inicialmente rompe soportando la carga de “7g”. Así, se añade una barra desde el Punto 44 hasta el punto correspondiente al punto medio de la barra 9-79, obteniéndose los siguientes resultados. (Ver anexo B para identificación de los puntos).

En la figura 12 se observa la distribución de tensión de Von Mises a lo largo de las barras para este caso en el que se ha añadido una barra del tipo de sección 3 (consultar tabla B en anexo A). Hay que decir que si se añade esta barra de sección tipo 3, estamos añadiendo un peso a la estructura de 0.0473 kg. Como la estructura tiene un peso total de 5.71 kg puede el peso de la barra añadida puede considerarse despreciable.

Se observa que para dicha unión, la tensión ha disminuido, tomando un valor $\sigma = 39.65$ MPa. Como el límite elástico en las uniones es $\sigma = 50$ MPa se puede concluir que añadiendo una barra más en ese punto, la estructura no rompería por dicha unión.

Pero, tal y como se observa en la figura 12, la tensión máxima es $\sigma_{\max} = 65.12$ MPa y aparece en otras uniones, con lo cual tendrían que añadirse variar barras de gran espesor para poder soportar la carga de “7g” que añaden peso a la estructura de manera considerable.

Como la estructura de este vehículo está diseñada para una competición, no interesa añadir peso a la estructura y por tanto la solución propuesta de añadir barras en las uniones no es adecuada.

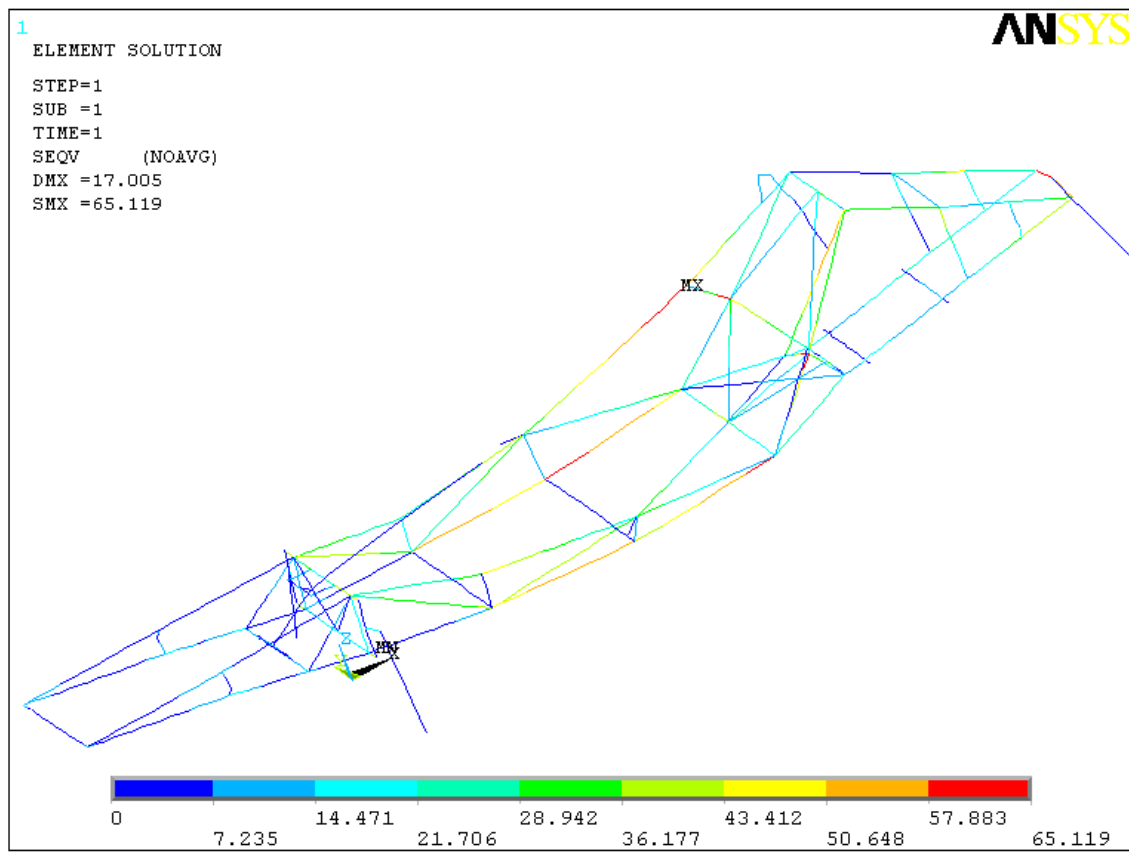


Figura 12: Distribución de tensión en la estructura sometida a 7g añadiendo una barra. DMX(mm) SMX (MPa).

Hay que notar que el desplazamiento máximo no ha cambiado con respecto al caso anterior. Este desplazamiento sigue siendo 17 mm.

4.1.1.2. Comportamiento de la estructura según cambio de material

Si se tuviera que construir el Eco-Vehículo de nuevo y fuera necesario que la estructura soportara “7g”, tendría que tenerse en cuenta el descenso del límite elástico en las uniones debido a la soldadura. De esta manera se elegiría otro tipo de material o aleación más resistente que después de realizada la soldadura aguantara una tensión de 100 MPa.

En esta sección se estudiarán varios materiales en caso de una futura reconstrucción de la estructura del Eco-Vehículo.

- **Aleación de aluminio**

Si miramos en el catálogo del proveedor ALUSTOCK [3] se puede encontrar toda una gama de aleaciones y tratamientos con sus respectivas propiedades.

Como primera opción se puede elegir una aleación 6082-T5 de límite elástico $\sigma_e=275$ MPa y tratamiento T5 como en el caso anterior. De esta manera una vez se ha realizado la soldadura se conseguiría un límite elástico en las uniones de aproximadamente 60 MPa. Este valor se puede obtener de tabla 2. Como la máxima tensión cuando la estructura está sometida a “7g” es 98 MPa sería necesario añadir la barra adicional de sección 3 en el Punto 44.

Hay que decir que a medida que se mejoran las propiedades del material, aumenta la calidad del aluminio y se encare el precio, por tanto tendría que realizarse un estudio previo para calcular los costes.

- **Acero**

El acero es un material más rígido que el aluminio pero a su vez es mucho más pesado. Si se quisiera construir la estructura con tubos de acero se tendría que realizar un estudio previo para ver qué zonas soportan mayores tensiones y así dar mayor espesor a los tubos que se encuentren en estas zonas y ahorrar peso en las zonas donde no sea necesaria tal resistencia. Para nuestro caso, el aluminio es mejor opción que el acero, ya que el aluminio es un material que absorbe mejor las vibraciones que se producen por los pequeños baches de la carretera. Por tanto para nuestro caso no sería aconsejable realizar la estructura con barras de acero, ya que aumentaría mucho el peso de la estructura y no ofrece grandes ventajas respecto al aluminio.

- **Fibra de carbono**

La fibra de carbono es quizá el material ideal para construir esta estructura: es un material ligero, muy resistente, no se oxida y cada vez es más barato aunque sigue siendo un material caro. Es aun más cómodo que el aluminio ya que absorbe aún más las irregularidades del terreno. Para construir esta estructura se podría hacer de dos maneras: la estructura formada por tubos o la estructura construida por partes realizadas de una sola

pieza. En este último caso se podría realizar los laterales como cuadros de bicicleta monocasco y después realizar la unión entre ellas.

En cualquier caso es un material muy caro y sería necesario realizar un estudio económico para su viabilidad.

4.1.1.3. Comportamiento realizando tratamientos térmicos posteriores

Como tercera opción se recomienda realizar un tratamiento térmico posterior a la soldadura y construcción del vehículo. Se sabe que este tratamiento no es viable, ya que se necesita un horno de grandes dimensiones y del que la universidad no dispone. Si se pudiera disponer de un horno de tan grandes dimensiones, se puede realizar un tratamiento de templado que es un proceso que consiste en endurecimiento del material mediante calentamiento profundo y posterior enfriado brusco. Se realiza en tres fases:

- Fase 1: En la que se modifica su estructura interna mediante calor, aumentando la dureza y flexibilidad del metal. Una temperatura óptima para esta primera fase serían 510 °C.
- Fase 2: Enfriamiento brusco. De esta manera el aluminio conserva las características adquiridas en la primera fase (tanto su dureza como flexibilidad).
- Fase 3: Envejecimiento. Se usa para aumentar la solidez en aleaciones de aluminio [7]. Consiste en dejar el material a una temperatura determinada durante un tiempo. Se puede encontrar mucha más información sobre este tratamiento en la página web referenciada en [8].

El problema que aparece en este caso, como se expone anteriormente, es que este tratamiento tiene que ser realizado una vez la estructura está soldada. Para poder realizarlo será necesario un horno de mayor tamaño que las medidas del vehículo, algo que es complicado de conseguir ya que la universidad dispone de medios limitados.

Se ha estudiado el caso de la estructura sometida a “7g” y se ha concluido que la estructura tal y como está construida no soporta esta carga. Si fuera necesario que el

vehículo soportara esta carga tendría que encontrarse una solución para que la estructura pudiera ser templada para así poder aumentar su resistencia. Si esto no fuera posible tendría que ser construida de nuevo con un material más resistente como es la fibra de carbono, en el caso en que su estudio económico fuera favorable.

4.1.1. Comportamiento de la estructura sometida a “3g”

En esta sección analizamos la segunda simulación donde se estudia el comportamiento de la estructura del vehículo sometido a “3g”. Para ello, se multiplican por tres todas las cargas anteriormente calculadas para someter a la estructura a la carga “3g”. También es necesario multiplicar por 3 la fuerza de la gravedad, además de simular con la nueva carga el programa realizado en ANSYS para el estudio de las reacciones en las uniones rígidas de las barras con la placa del asiento. Así, se observan los puntos donde aparecen las máximas tensiones y máximos desplazamientos.

En la figura 13 se puede observar la distribución de tensión Von Mises a lo largo de cada barra.

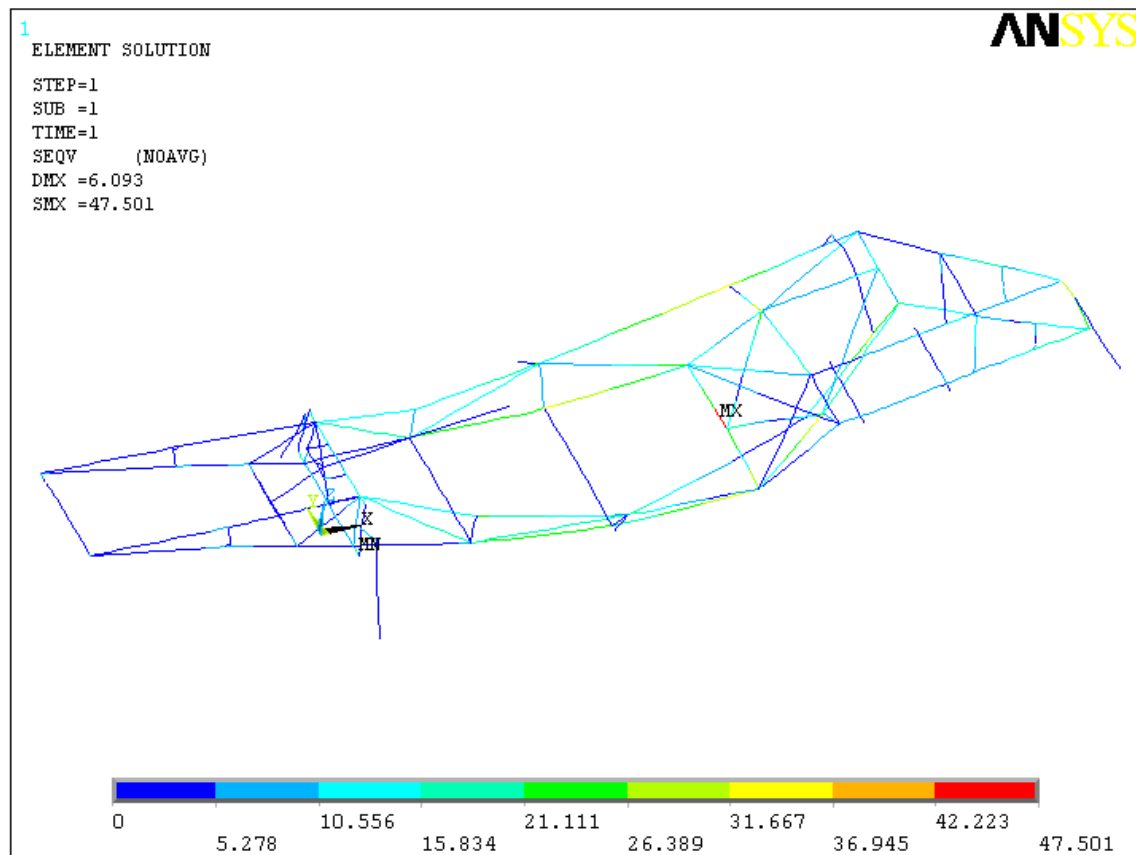


Figura 13: Distribución de tensiones en la estructura sometida a "3g". DMX (mm) SMX (MPa).

Se observa como la máxima tensión de Von Mises, que aparece en el Punto 44, es $\sigma=47.5$ MPa. Este valor está por debajo del límite elástico 50 MPa pero es un valor muy cercano. Si nos ponemos del lado de la seguridad, se puede decir que en la unión del Punto 44 no es posible garantizar la resistencia a rotura.

Por tanto la estructura tal y como está construida no resiste a una carga "3g". El máximo desplazamiento es 6.1 mm.

En la figura 14 se puede observar la deformada de la estructura en color azul y la estructura sin deformar en color negro. Al igual que se comentó para la simulación anterior, ni las fuerzas aplicadas ni las condiciones de contorno son simétricas, por tanto la deformada de la estructura tampoco lo será.

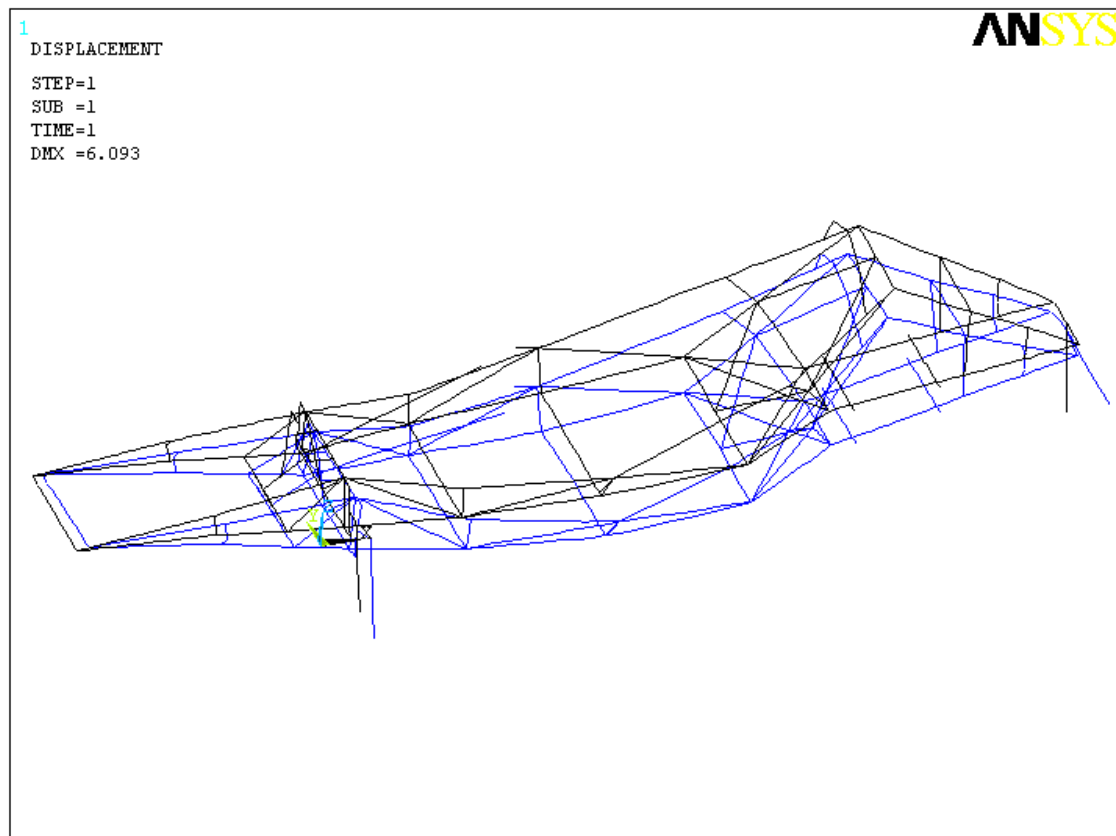


Figura 14: Deformada de la estructura sometida a "3g". DMX (mm).

Al igual que para el caso anterior, se buscarán alternativas para que la estructura pueda soportar esta carga.

4.1.1.1. Comportamiento cuando se añade una barra

Al igual que para el caso de "7g" se estudiará el comportamiento de la estructura cuando se le añade una barra desde el Punto 44 al punto medio de la barra 9-79. (Ver anexo B). En este caso la barra añadida tiene sección 1 (ver tabla B en anexo A) y por tanto el peso que se añade a la estructura es 0.036 kg.

La figura 15 muestra la distribución de tensión Von Mises en cada barra:

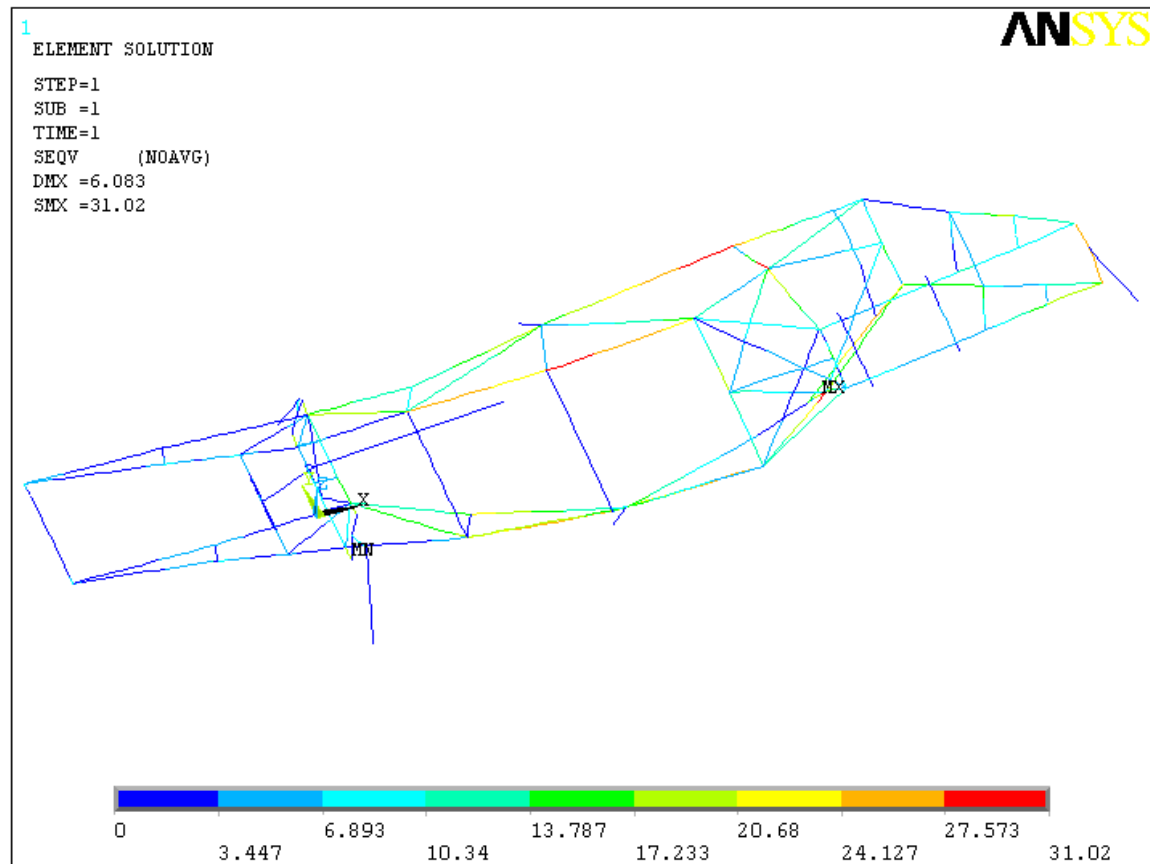


Figura 15: Distribución de tensión en la estructura sometida a “3g” añadiendo una barra en el punto 44. DMX (mm) SMX (MPa).

Una vez realizada la simulación para este caso, se observa que la tensión máxima $\sigma_{\max} = 31$ MPa aparece en varias barras de la estructura. Este valor está por debajo de 50 MPa, por lo que se puede concluir que la estructura resiste a 3g.

En la unión del punto 44 la tensión Von Mises ahora es 19.274 MPa, por tanto en esta unión el material también resiste.

Por tanto, igual que para el caso anterior, si fuera necesario que el vehículo soportase “3g” se tendría que añadir una barra de sección 1 desde el Punto 44 al punto medio de la barra 9-79. (Ver anexo B). Hay que decir que el peso total que se añade a la estructura es 0.039 kg un valor que se considera pequeño con respecto al peso total de la estructura 5.7 kg y por tanto es viable.

Si no se pudiera añadir dicha barra, se tendría que volver a construir la estructura con otro tipo de aleación, otro tipo de material o realizar un tratamiento térmico posterior

como se ha propuesto en el caso de “7g”. (Ver apartados “4.1.1.2. Comportamiento de la estructura según cambio de material” y “4.1.1.3. Comportamiento realizando tratamientos térmicos posteriores.”).

En este caso se propone utilizar aleación de aluminio 6082-T5 que después de soldado es capaz de soportar alrededor de 60 MPa y es una solución más barata que la fibra de carbono. Este valor puede obtenerse de la tabla 2.

4.1.2. Comportamiento de la estructura sometida a “2g”

En esta sección analizamos la tercera simulación donde se estudia el comportamiento de la estructura del vehículo sometido a “2g”. Para ello, se multiplicarán por dos todas las cargas anteriormente calculadas para simular la carga de “2g” y también la fuerza de la gravedad. Las reacciones en los puntos de unión rígida de las barras de la estructura a la placa del asiento se obtienen realizando una nueva simulación del programa de la placa en ANSYS soportando una carga de “2g”.

Una vez realizado y simulada la estructura soportando “2g” se observan los puntos donde aparecen las máximas tensiones y máximos desplazamientos.

En la figura 16 se puede observar la distribución de tensiones a lo largo de cada barra.

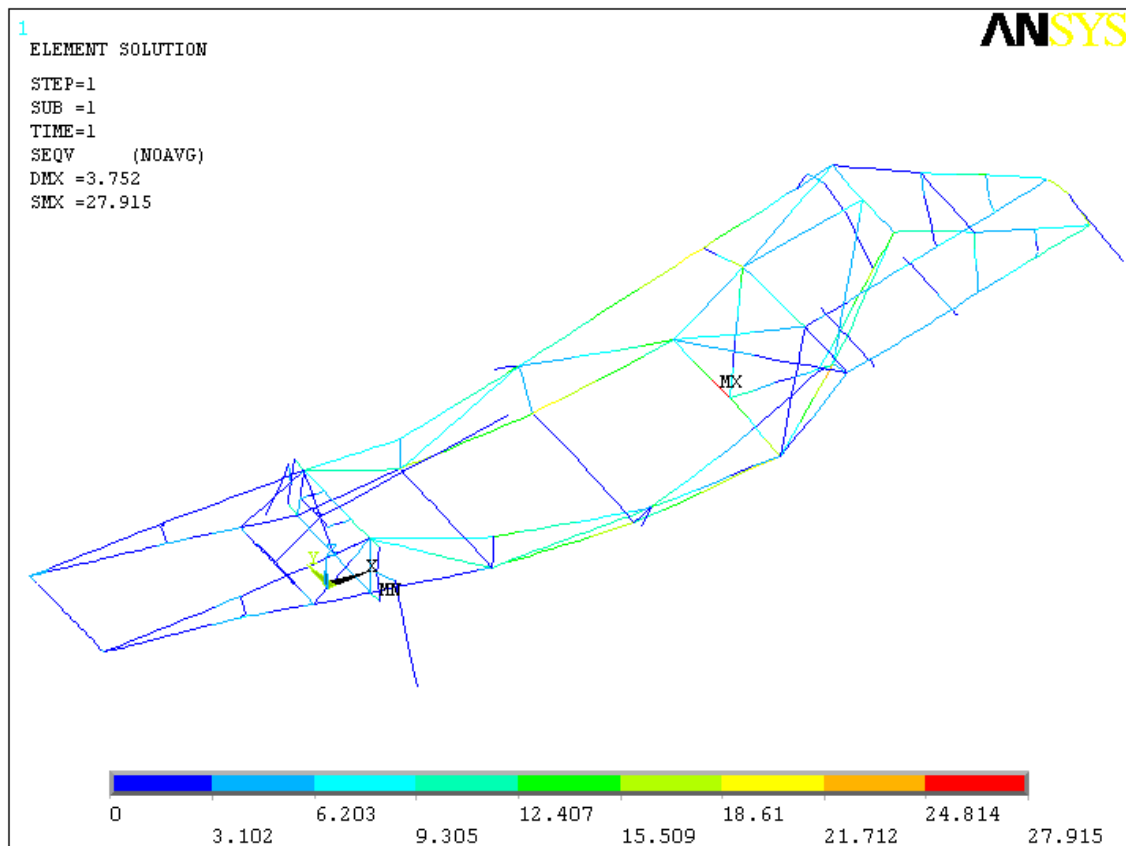


Figura 16: Distribución de tensiones en la estructura debido a "2g". DMX (mm) SMX (MPa).

Se observa como el máximo valor de tensión de Von Mises aparece en la unión del Punto 44 y su valor es $\sigma_{\max}=27.92$ MPa. Este valor está por debajo del límite elástico 50 MPa, con lo que se puede concluir del lado de la seguridad que la estructura resiste "2g". El máximo desplazamiento es 3.752 mm y también se puede ver en la figura 16.

En la figura 17 se observa para esta carga "2g" la deformada de la estructura en color azul y la estructura sin deformar en color negro. Al igual que para los casos anteriores, al no ser simétricas las cargas aplicadas ni las condiciones de contorno, la deformada no será simétrica.

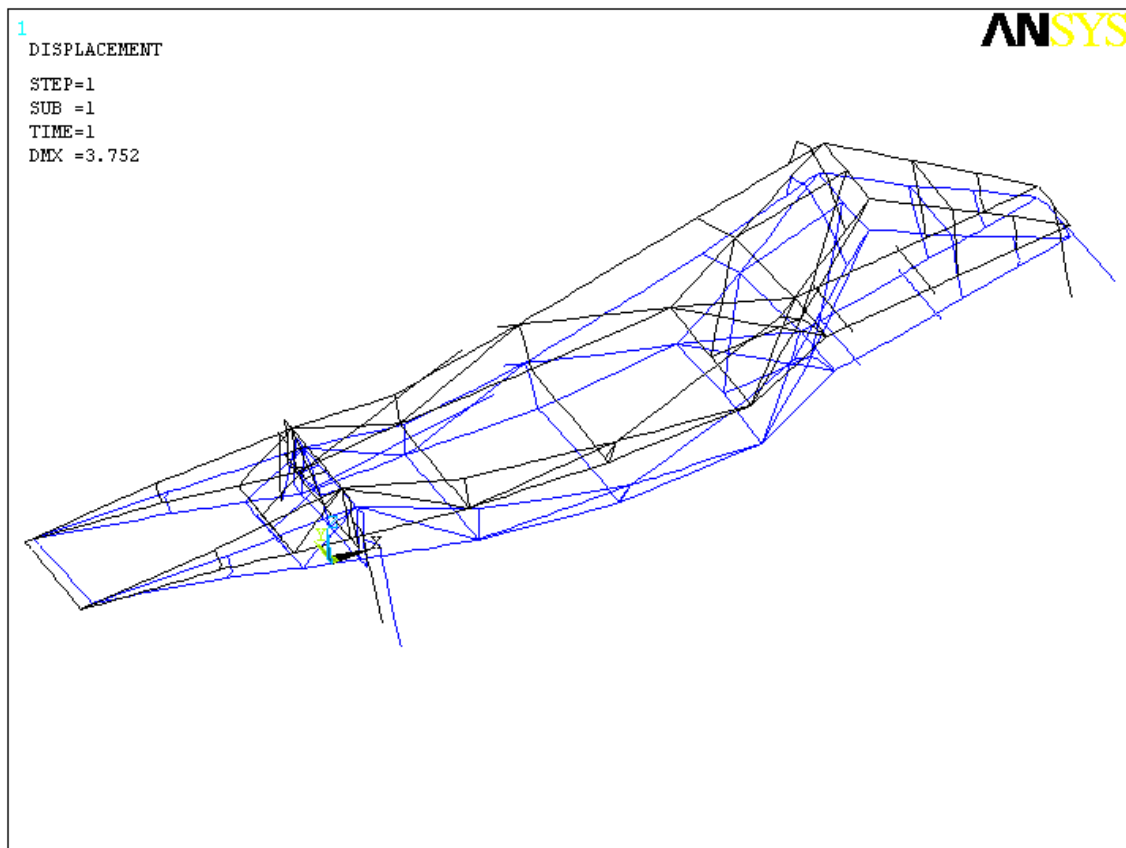


Figura 17: Deformada de la estructura sometida a "2g" DMX (mm).

Finalmente se ha encontrado la máxima carga que la estructura construida es capaz de soportar: Esta carga es "2g".

En la siguiente sección se estudiará el comportamiento a pandeo de la estructura sometida a esta carga.

4.1.3. Comportamiento de la estructura sometida a "4g"

En este apartado, se analiza una cuarta simulación en la que se estudia el comportamiento de la estructura a "4g". Según los datos obtenidos anteriormente se sabe que la estructura tal y como está hecha no va a soportar esta carga. Por ello, en este estudio se demuestra que la estructura tal y como está hecha no soporta "4g" y se simula el comportamiento de la estructura añadiendo una barra de sección 1 entre el punto 44 y el punto correspondiente a la mitad de la barra 9-79. (Ver anexo B).

En la figura 18 se observa la distribución de tensiones de Von Mises a lo largo de las barras. La tensión máxima es 55.96 MPa y aparece en varias uniones, con lo que se puede concluir que la estructura no resiste a “4g”.

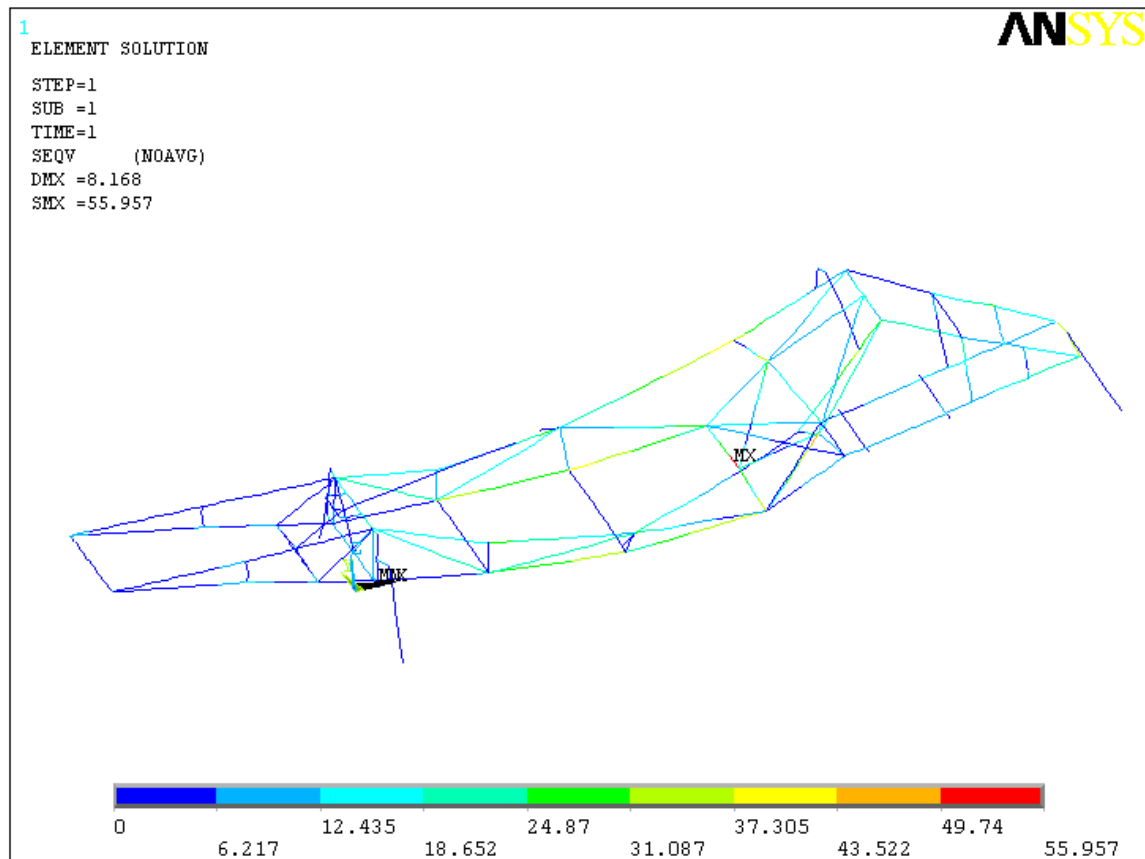


Figura 18: Distribución de tensiones en la estructura debido a "4g". DMX (mm) SMX (MPa).

El máximo desplazamiento es 8.168 mm. La deformada de la estructura sometida a 4g se puede ver en la figura 19.

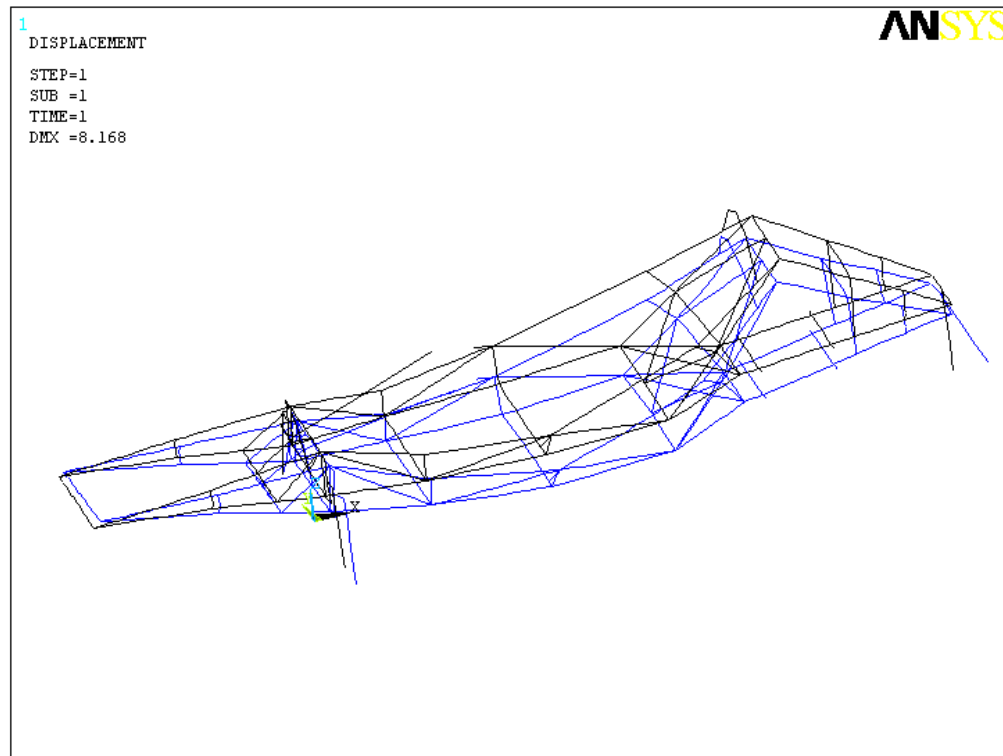


Figura 19: Deformada de la estructura sometida a "4g" DMX (mm).

Para que la estructura resista esta carga, es necesario añadir una barra en el punto 44 de sección 1, como se ha mencionado anteriormente. (Ver anexo A)

En la figura 20 se puede observar la distribución de tensiones en la estructura cuando está sometida a una carga "4g" y una vez se ha añadido la barra. Se observa como la tensión máxima aparece en varias uniones y barras de la estructura. Esta tensión máxima es 37.82 MPa, un valor que está por debajo de los 50 MPa permitidos. El máximo desplazamiento es 8.16 mm.

El peso añadido debido a la nueva barra es 0.036 kg y se puede considerar pequeño respecto al peso total de la estructura que es 5.7 kg, por tanto esta solución es viable. Si la adición de la barra no fuera posible, la estructura tendría que ser construida de nuevo con otro tipo de material o aleación más resistente como puede ser aleación de aluminio 6082-T5.

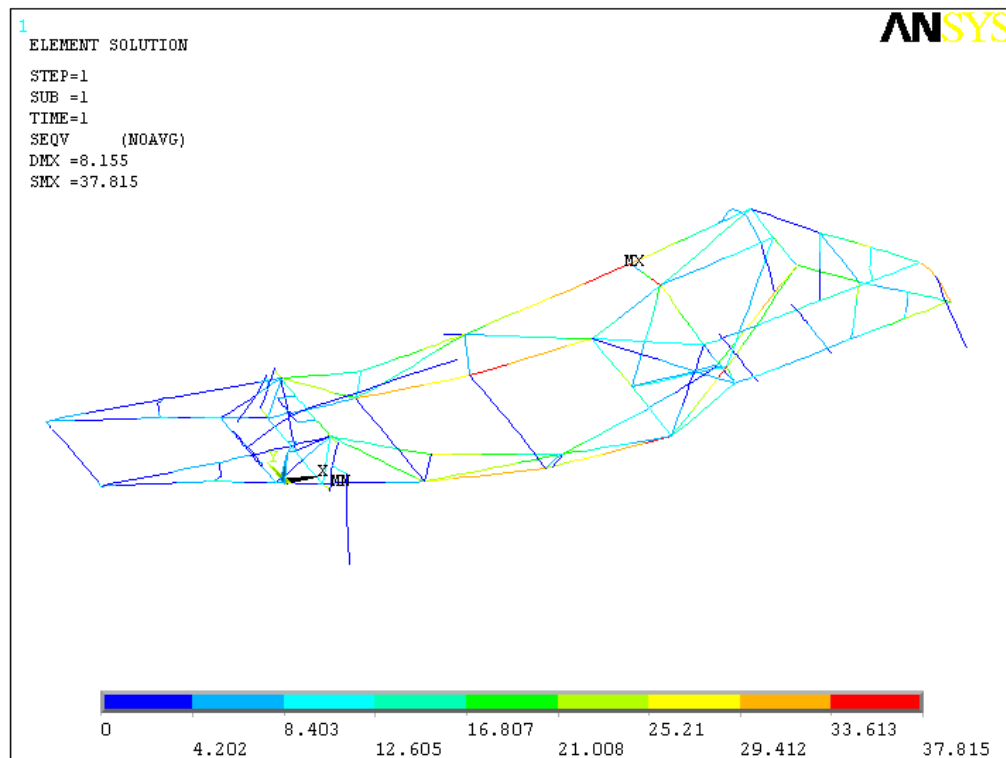


Figura 20: Distribución de tensión en la estructura sometida a “4g” añadiendo una barra en el punto 44. DMX (mm) SMX (MPa).

Se puede concluir que la estructura soporta una carga de “4g” si se le añade una barra de sección 1 en el punto 44. (Ver anexo B).

Como análisis complementario se realiza la simulación para una carga de “5g” añadiendo una barra entre los mismos puntos, dando una tensión máxima en algunas barras y uniones de 47.3 MPa. Si nos ponemos del lado de la seguridad, no se puede decir que la barra aguante “5g”. Por tanto, la máxima carga que la estructura soporta añadiendo una barra entre el punto 44 y el punto medio de la barra 9-79 es “4g”.

4.2. Comprobación de la resistencia a pandeo

Una vez la máxima carga que la estructura es capaz de soportar ha sido calculada, se procede a realizar la comprobación de la estructura a pandeo para dicha carga.

Para ello es necesario conocer el valor máximo y la distribución de tensiones según las fuerzas axiales.

4.2.1. Comprobación a pandeo para la carga “2g”

Una vez el máximo valor de compresión es conocido se puede realizar la comprobación a pandeo y si resiste se podrá concluir con seguridad que la estructura soporta una máxima carga de “2g”.

En la figura 21 se observa la distribución de tensiones de tracción y compresión cuando la estructura, tal y como está hecha, está sometida a la máxima carga que es capaz de soportar “2g”.

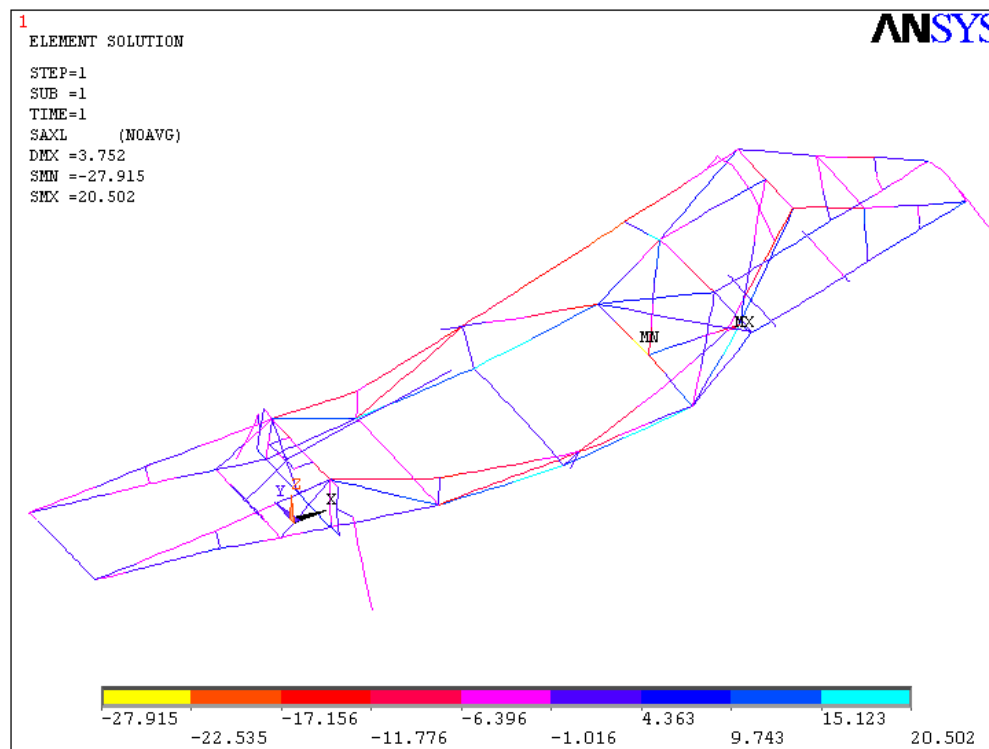


Figura 21: Distribución de tensión de tracción y compresión la estructura está sometida a una carga de "2g". DMX (mm) SMN (MPa) SMX (MPa).

En la figura 21 aparecen indicados los máximos valores de desplazamiento y tensión debido a las fuerzas de tracción y compresión. El máximo valor de la tensión de tracción es 20.5 MPa y el máximo valor de tensión de compresión que aparece en la estructura es $\sigma_{comp}=27.915$ MPa. Este máximo valor de tensión debido a las fuerzas de compresión aparece en el Punto 44 (ver anexo B), por tanto se realiza la comprobación a pandeo en la barra 8-44-78 que tiene una longitud de 400 mm.

Gracias a la ecuación (2) se puede calcular el valor de la carga crítica para cada barra:

$$N_{CR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_y}{L^2} \quad (2)$$

Donde:

N_{CR} : esfuerzo axial crítico (N).

E: módulo de elasticidad del aluminio, 70 GPa.

L: longitud de la barra (m).

I_y : momento de inercia de la barra según el eje “y” (m^4). (ver figura 8). Se calcula mediante la ecuación (3).

$$I_y = \frac{\pi}{4} \cdot (r_1^4 - r_2^4) \quad (3)$$

Donde:

I_y : momento de inercia respecto del eje “y” (mm^4). (Ver figura 8).

r_1 : radio exterior de tubo (mm).

r_2 : radio interior de tubo (mm).

Como se ha indicado anteriormente y se puede ver en la figura 19, la máxima tensión de compresión aparece en la barra 8-44-78 de longitud 400 mm. Antes de calcular la carga crítica se debe calcular el momento de inercia respecto del eje “y” mediante la ecuación (3):

$$I_y = \frac{\pi}{4} \cdot (r_1^4 - r_2^4) = \frac{\pi}{4} \cdot (9^4 - 7.5^4) = 2667.88 \quad mm^4 = 2.668 \cdot 10^{-9} m^4.$$

Donde:

r_1 : radio exterior de tubo, 9 mm.

r_2 : radio interior de tubo, 7.5 mm.

Una vez se conocen todos los valores, se calcula la carga crítica mediante la ecuación (2):

$$N_{CR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_y}{L^2} = \frac{\pi^2 \cdot 70 \cdot 10^9 \cdot 2667.88 \cdot 10^{-12}}{(400 \cdot 10^{-3})^2} = 11519.8 \text{ N}$$

Este valor tiene que ser comparado con el valor de la fuerza máxima de compresión que aparece en la barra. Para calcular el valor del esfuerzo axil se multiplica la tensión de compresión máxima por el área de la sección de la barra, mediante la ecuación (4):

$$N = \sigma_{comp} \cdot A = \sigma_{comp} \cdot \pi \cdot (r_1^2 - r_2^2) \quad (4)$$

Donde:

N: esfuerzo axil en cada barra (N).

σ_{comp} : máxima tensión de compresión en la barra. (MPa)

A: área de la sección transversal de la barra. (mm²)

r_1 : radio exterior de tubo (mm).

r_2 : radio interior de tubo (mm).

Realizando el cálculo para la barra 8-44-78 con la sección indicada anteriormente se obtiene un valor de axil N, mediante la ecuación (4):

$$N = \sigma_{comp} \cdot A = \sigma_{comp} \cdot \pi \cdot (r_1^2 - r_2^2) = 27.915 \cdot \pi \cdot (9^2 - 7.5^2) = 2170.51 \text{ N}$$

Como este valor es menor que la carga crítica se puede decir que la barra 8-44-78 no pandea.

Si nos fijamos en la ecuación (2) se ve como a medida que la longitud de la barra aumenta la carga crítica que soporta es menor, y por tanto cuanto mayor longitud de barra menor resistencia a pandeo. Para concluir que la estructura sometida a “2g” no rompe por pandeo, se comprueba que ninguna barra lo hará. Para ello se supone una longitud de barra de 430 mm para todas las barras. De esta manera, la carga crítica está minorada. Además se supone que las barras están sometidas a una tensión de compresión máxima igual a 30 MPa para todas las barras. De esta forma, la carga real está mayorada. Por tanto, si la estructura resiste a pandeo para estos valores, lo hará para los valores reales.

Así se realiza la comprobación a pandeo de todas las barras de la estructura.

Según las ecuaciones (3), (4) y (5) se calculan los valores de carga crítica, momento de inercia y axiles para cada tipo de sección. La tabla 10 muestra los valores de las variables y su comprobación para todos los tipos de barras:

Tabla 10: Comprobación a pandeo de todas las secciones para el caso de “2g”

Sección	r_{ext} (mm)	r_{int} (mm)	A (mm ²)	I_y (mm ⁴)	N_{crit} (N)	N (N)
1	6.5	5	54.19	911.11	3404.17	1625.77
2	8	6.5	68.33	1815.01	6781.38	2049.89
3	9	7.5	77.75	2667.95	9968.21	2332.63
4	11	9.5	96.60	5101.90	19062.13	2898.12
5	12.5	11	110.74	7675.75	28678.75	3322.23
6	16.5	15	148.44	18452.98	68945.55	4453.21
7	4.7	0	69.40	383.25	2941.82 (*)	2081.93
9	10	0	314.16	7853.98	29344.70	9424.78

(*) Para la sección 7 se toma una longitud máxima de 300 mm. Este valor está mayorado ya que la longitud máxima de las barras de sección 7 es 157 mm.

Como se puede comprobar, el axil “N” es siempre menor que la carga crítica “ N_{crit} ”, por tanto se puede concluir de esta manera que todas las barras de la estructura resisten a pandeo.

De este modo queda demostrado que la estructura, tal y como está hecha, es capaz de soportar una carga máxima de “2g”.

4.2.2. Comprobación a pandeo para la carga “4g”

Como se vio en la sección anterior, cuando se añade una barra de sección 1 entre el punto 44 y el punto medio de la barra 9-79, la estructura es capaz de soportar una carga de “4g”. En este apartado se comprobará la resistencia a pandeo para dicha carga.

En este caso, de forma simplificada para realizar la comprobación a pandeo, se toma el valor máximo de la longitud de cada tipo de sección de barra y también el máximo valor de tensión para cada tipo de sección.

En la figura 22 se puede observar la distribución de tensiones de tracción y compresión cuando a la estructura se le añade una barra en el punto 44 y está sometida a “4g”.

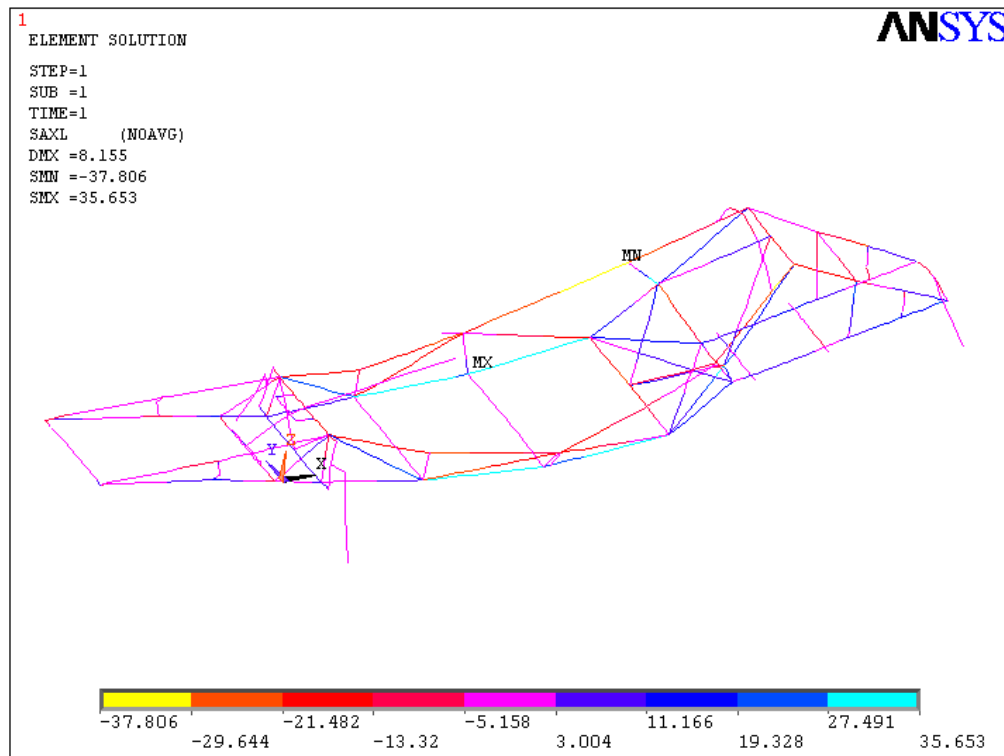


Figura 22: Distribución de tensión de tracción y compresión la estructura está sometida a una carga de "4g" cuando se añade una barra. DMX (mm) SMN (MPa) SMX (MPa).

Se observa como la tensión máxima de compresión es 37.8 MPa y la máxima tensión de compresión es 35.65 MPa.

En la tabla 11 se puede ver la comprobación de todas las barras a pandeo para este último caso. Para todas las barras se supone una longitud de 430 mm y una tensión de compresión de 38 MPa. Los valores de carga crítica están minorados y los valores de la carga real están mayorados. De esta manera, si la estructura resiste a pandeo para estos valores, entonces lo hará para los valores reales.

Tabla 11: Comprobación a pandeo de todas las secciones para el caso “4G” y adición de barra

Sección	re(mm)	ri (mm)	A (mm ²)	Iy (mm ⁴)	Ncrit (N)	N (N)
1	6.5	5	54.19	911.11	3404.17	2059.31
2	8	6.5	68.33	1815.01	6781.38	2596.53
3	9	7.5	77.75	2667.95	9968.21	2954.67
4	11	9.5	96.60	5101.90	19062.13	3670.95
5	12.5	11	110.74	7675.75	28678.75	4208.16
6	16.5	15	148.44	18452.98	68945.55	5640.73
7	4.7	0	69.40	383.25	2941.82 (*)	2637.12
9	10	0	314.16	7853.98	29344.70	11938.05

Como se observa, el axil “N” es siempre menor que la carga crítica “Ncrit”, por tanto se puede concluir que todas las barras de la estructura resisten a pandeo para el caso de la estructura soportando “4g” cuando se le añade una barra de sección 1. (Ver anexo A).

(*) Para la sección 7 se toma una longitud máxima de 300 mm. Este valor está mayorado ya que la longitud máxima de las barras de sección 7 es 157 mm.

4.3. Modelo 3D

En esta sección se muestra el modelo realizado con elementos 3D de la estructura del vehículo. Este diseño CAD se ha realizado usando el programa de elementos finitos ANSYS para su posterior simulación y análisis.

En la figura 23 se puede observar el diseño 3D de la estructura, realizado con elementos en tres dimensiones:

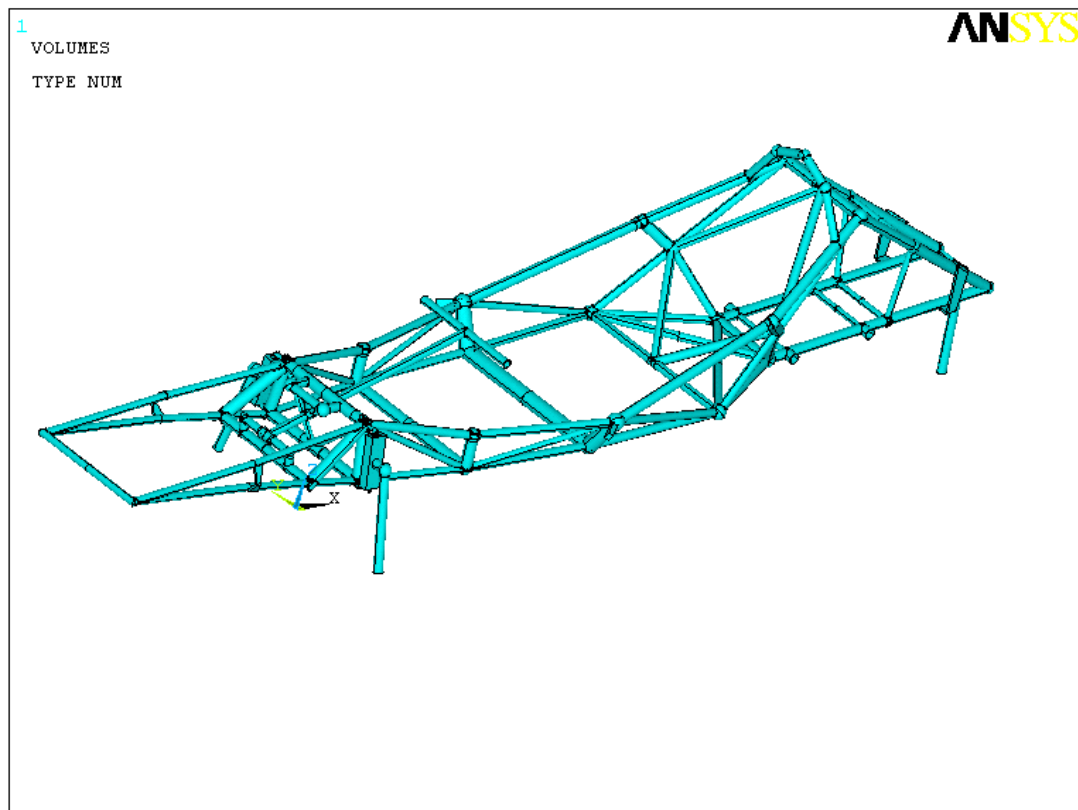


Figura 23: Diseño de la estructura con elementos 3D.

En el anexo B se muestra el modelo de manera más detallada.

Como futuro trabajo se deja la simulación de este modelo 3D mediante el programa de elementos finitos ANSYS. Con esta simulación se espera llegar a las mismas conclusiones a las que hemos llegado con el modelo estudiado en este trabajo pero con mayor precisión. Así se pueden introducir de manera más rigurosa las cargas y las condiciones de contorno. Gracias a este modelo se podrá observar con mayor precisión la distribución de tensiones a lo largo de las barras y en general los resultados obtenidos.

5. CONCLUSIONES

En este apartado se presentan las conclusiones a las que se llega tras el estudio del comportamiento de la estructura del Eco-Vehículo.

Después de diseñar y simular el modelo en tres dimensiones mediante el programa de elementos finitos ANSYS se obtienen los siguientes resultados:

- La estructura del Eco-Vehículo tal y como está construida no es capaz de soportar “7g”. Esta rompe por las uniones soldadas en las que su límite elástico ha descendido debido a la soldadura. El hecho de añadir barras a la estructura no es una solución viable para este caso ya que tendría que añadirse muchas barras de gran espesor y el peso de la estructura aumentaría considerablemente, algo que no interesa. Si fuera necesario que la estructura soportara “7g”, esta debe ser construirla de nuevo con otro tipo de material o aleación más resistente como puede ser fibra de carbono si su estudio económico fuera favorable.
- Del lado de la seguridad se puede concluir que la estructura tal y como está construida no es capaz de soportar “3g”. Al igual que para el caso de “7g” esta rompe por las uniones soldadas en las que su límite elástico ha descendido debido a la soldadura. El valor de tensión máxima que aparece en dichas uniones es muy cercano al valor del límite elástico y por tanto no se puede asegurar su resistencia. Para que la estructura pueda soportar esta carga, es preciso añadir una barra de sección 1 (ver tabla B del anexo A) desde el Punto 44 al punto medio de la barra 9-79. (ver anexo B). El peso añadido debido a las nuevas barras se puede considerar pequeño respecto al peso total y por tanto esta solución es viable. Si la adición de barras no fuera posible, la estructura tendría que ser construida de nuevo con otro tipo de material o aleación más resistente como puede ser aleación de aluminio 6082-T5.

- La máxima carga capaz de ser soportada por la estructura tal y como está construida es “2g”. Después de realizar la simulación para esta carga y posterior comprobación a pandeo se puede concluir del lado de la seguridad que la máxima carga que soporta la estructura del Eco-Vehículo es “2g”.
- La estructura, tal y como está hecha, no soporta una carga de “4g”, pero esta simulación se realiza para afirmar la resistencia de la estructura, sometida a esta carga, cuando se le añade una barra de sección 1. (Ver tabla B en anexo A) Por tanto, se puede concluir que la máxima carga que la estructura es capaz de soportar cuando se le añade una barra de sección 1 entre el punto 44 y el punto correspondiente a la mitad de la barra 9-79 es “4g”. El peso añadido debido a las nuevas barras se puede considerar pequeño respecto al peso total y por tanto esta solución es viable. Si la adición de barras no fuera posible, la estructura tendría que ser construida de nuevo con otro tipo de material o aleación más resistente como puede ser aleación de aluminio 6082-T5.

Como trabajo complementario, se ha diseñado el modelo de la estructura con elementos 3D mediante el programa de elementos finitos ANSYS. Se deja como futuro trabajo propuesto la aplicación de las cargas, condiciones de contorno y simulación del modelo además de su posterior análisis y estudio de resultados.

6. REFERENCIAS

- [1] Departamento de Ingeniería Mecánica de Universidad de Coimbra: [Consultado en: Enero 211] Información disponible en la web [Ecoveículo](#).
- [2] Información de Shell Eco-marathon. [Consultado en: Enero 2011] Información disponible en la web [Shell Eco-marathon web page](#).
- [3] ALUSTOCK; [Consultado en: Enero 2011] Información disponible en la web [ALUSTOCK](#).
- [4] Shell Eco-marathon: Reglas oficiales 2011. [Adobe PDF]. [Consultado en: Enero 2011] Información disponible en la web [Shell Eco-marathon](#).
- [5] ANSYS Help Tutorials. ANSYS Release 11.0.1. Documentation for ANSYS, Inc. and ANSYS Europe, Ltd. are UL registered ISO 9001:2000 Companies.
- [6] Propiedades de la aleación de aluminio 6063. [Adobe PDF]. [Consultado en: Enero 2011] Información disponible en la web [Metal](#).
- [7] Envejecimiento del aluminio. [Consultado en: Enero 2011] Información disponible en la web [Artículo envejecimiento](#).
- [8] Endurecimiento por precipitación del aluminio. [Consultado en: Enero 2011] Información disponible en la web [Endurecimiento por precipitación](#).

ANEXO A

En la tabla A podemos observar la composición química del material elegido: aluminio de aleación 6063-T5.

Tabla A: Composición química de la aleación de aluminio 6063-T5

COMPOSICIÓN QUÍMICA										
%	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Otros elementos	Al
Mínimo	0,30	0,50			0,60					
Máximo	0,60	0,35	0,10	0,15	0,90	0,05	0,15	0,20	0,15	El resto

En la tabla B se muestra la sección de los tipos de barras utilizadas:

Tabla B: Secciones de los tubos

Sección	ϕ exterior (mm)	e(mm)
1	13	1.5
2	16	1.5
3	18	1.5
4	22	1.5
5	25	1.5
6	33	4
7	9.4	4.7
9	20	10

Hay que notar que la sección 8 corresponde a tubos huecos de sección rectangular exterior de 35x20 mm y sección interior 25x10 mm.

A. Cálculos realizados para la obtención de las fuerzas debido a cada parte del cuerpo del piloto

Para completar el apartado “3.2.1. Cargas debido al peso del piloto” se muestran, en esta sección, los cálculos realizados para distribuir la fuerza debido al peso de cada parte del cuerpo del piloto entre las barras correspondientes.

En la tabla C se pueden observar las coordenadas de los puntos A, B, C que representan a las barras (ver figura 3).

Tabla C: Coordenadas de los puntos de las barras

Barra	Punto	x (m)	z (m)
20-47-90	A	1.22	0.5
8-44-78	B	0.875	0.17
27-42-112-97	C	0	0.265

A continuación se explicará el procedimiento seguido para distribuir el peso de cada parte del cuerpo entre las correspondientes barras.

Hay que aclarar que para seguir esta metodología se utilizará la siguiente notación:

- F: valor de la fuerza puntual aplicada en cada caso según la dirección del eje “z”.
- Punto P: coordenadas (x_F , z_F) del punto de aplicación de la fuerza F.
- Punto 1: coordenadas (x_{P1} , z_{P1}) del punto perteneciente a la barra de apoyo de la derecha.
- Punto 2: coordenadas (x_{P2} , z_{P2}) del punto perteneciente a la barra de apoyo de la izquierda.
- x_1 : es la distancia, según el eje “x”, desde el punto de aplicación de la fuerza al Punto 1 perteneciente a la barra de apoyo derecha.
- x_2 : es la distancia, según el eje “x”, del punto de aplicación de la fuerza al Punto 2 perteneciente a la barra de apoyo izquierda.
- Δx : distancia entre las dos barras de apoyo; $\Delta x = x_1 + x_2$

- F1: valor de la fuerza puntual de reacción en la barra de apoyo de la derecha. Esta fuerza tiene la dirección del eje “z” vertical.
- F2: valor de la fuerza puntual de reacción en la barra de apoyo de la izquierda. Esta fuerza tiene la dirección del eje “z” vertical.

El procedimiento a seguir es el siguiente:

- Hallar la fuerza para cada parte del cuerpo, F según la ecuación (1)

$$\mathbf{F} = \mathbf{m} \cdot \mathbf{g} \quad (1)$$

- Identificar Punto 1 (x_{P1} , z_{P1})
- Identificar Punto 2 (x_{P2} , z_{P2})
- Hallar la distancia entre las dos barras según la ecuación (2):

$$\Delta x = x_{P1} - x_{P2} \quad (2)$$

- Hallar la distancia entre Punto 1 y Punto P de aplicación de la fuerza, según la siguiente fórmula:

$$x1 = x_{P1} - x_F \quad (3)$$

- Hallar la distancia entre Punto 2 y Punto P de aplicación de la fuerza, como se indica en la ecuación (4):

$$x2 = x_F - x_{P2} \quad (4)$$

- Realizar suma de momentos en el apoyo izquierdo igual a cero. Como el asiento del piloto está simplemente apoyado en la barra no se generan momentos en los apoyos. Dicho equilibrio se puede calcular mediante la ecuación (5):

$$F \cdot x2 - F1 \cdot (x1 + x2) = 0 \quad (5)$$

Se despeja F1 de la ecuación anterior y obtenemos su valor, según la ecuación (6):

$$F1 = \frac{F \cdot x2}{x1+x2} \quad (6)$$

- Una vez se obtiene el valor de F1, realizando el equilibrio de fuerzas verticales, se obtiene el valor de F2 despejando de la ecuación (7):

$$F=F1+F2 \quad (7)$$

Hay que decir que como el cuerpo del piloto está simplemente apoyado en el asiento y es una unión no rígida, podemos desplazar la fuerza de cada parte del cuerpo, de manera vertical desde su centro de gravedad hasta la superficie de la placa. Debido a que la unión no es rígida no se generan momentos en el punto de aplicación. Como el asiento está apoyado sobre las barras, no aparecen momentos en estos apoyos y por tanto sólo se generan reacciones verticales.

En cualquier caso, si el hecho de mover las fuerzas desde su centro de gravedad a la superficie del asiento generara momentos, estos serían tan pequeños que se podrían despreciar de igual forma.

Una vez están claras las variables utilizadas y el procedimiento, empieza el análisis de cada parte del cuerpo:

- **Cabeza**

Comenzamos con el estudio de la fuerza debido al peso de la cabeza. En la figura A se puede observar un esquema sobre el punto de aplicación de esta fuerza con respecto a las barras. El asiento de fibra de carbono, está apoyado tanto en la barra 20-47-90, como en la barra 8-44-78.

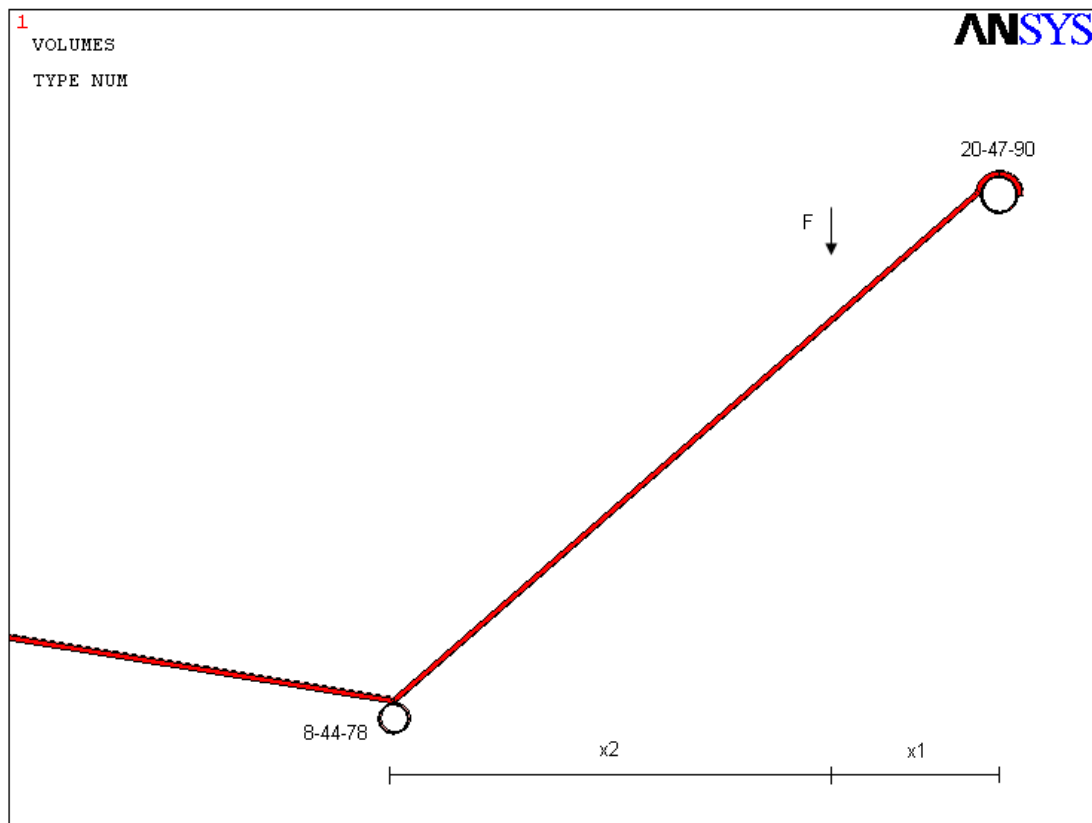


Figura A: Aplicación de cargas del piloto.

Como observamos en la figura A la distancia del punto de aplicación de la carga a cada una de las barras de apoyo es diferente. Para obtener las reacciones debido a dicha fuerza en las barras es preciso realizar un equilibrio de fuerzas.

Como podemos comprobar en la tabla 3 la coordenada “y” del centro de gravedad de la cabeza es igual a 0, lo que quiere decir que esta carga es simétrica respecto del eje “y”, por tanto podemos comenzar con los cálculos sin necesidad de mover la carga hasta dicho eje.

Siguiendo la metodología, explicada anteriormente, se identifica cada variable para el peso de la cabeza:

- Cálculo de la fuerza debido al peso de la cabeza según la ecuación (1):

$$F=m \cdot g=3.877 \cdot 9.81=38.03 \text{ N}$$

- Coordenadas (x, z) del Punto P de aplicación de dicha fuerza (1, 0.4137) correspondiente al centro de gravedad del peso de la cabeza.
- Se identifica Punto 1 (1.22, 0.5)
- Punto 2 (0.875, 0.17)
- Hallar la distancia entre las dos barras según la ecuación (2):

$$\Delta x = x_{P1} - x_{P2} = 1.22 - 0.875 = 0.345 \text{ m}$$

- Distancia entre Punto 1 y Punto P de aplicación de la fuerza, según la ecuación (3):

$$x1 = x_{P1} - x_F = 1.22 - 1 = 0.22 \text{ m}$$

- Distancia entre Punto 2 y Punto P de aplicación de la fuerza, según ecuación (4):

$$x2 = x_F - x_{P2} = 1 - 0.875 = 0.125 \text{ m}$$

- Realizando suma de momentos en el apoyo izquierdo igual a cero, siguiendo la fórmula (6) ya despejada, obtenemos el valor de F1:

$$F1 = \frac{F \cdot x2}{x1 + x2} = \frac{38.03 \cdot 0.125}{0.22 + 0.125} = 13.79 \text{ N}$$

- Realizando el equilibrio de fuerzas verticales y despejando de la ecuación (7) se obtiene el valor de F2:

$$F2 = F - F1 = 38.03 - 13.79 = 24.24 \text{ N}$$

Para realizar un cálculo más riguroso, se supone que las barras de apoyo soportan las fuerzas de una manera distribuida. En los cálculos anteriores se han calculado las reacciones puntuales en cada barra. Para hallar la carga distribuida se divide la fuerza puntual por la longitud de cada barra. Estos cálculos se desarrollan en esta misma sección en apartados posteriores.

A modo de resumen se deja indicado para la fuerza debido al peso de la cabeza:

- La barra 20-47-90 soporta en el medio de su longitud la fuerza $F_1 = 13.79 \text{ N}$.
- La barra 8-44-78 soporta en el medio de su longitud la fuerza $F_2 = 24.24 \text{ N}$.

- **Casco CMS City, tamaño S**

Además del peso de la cabeza, hay que tener en cuenta el peso del casco. Al igual que en el caso de la cabeza, esta fuerza se encuentra entre la barra 20-47-90 y la barra 8-44-78.

Para hallar las fuerzas F_1 y F_2 que afectan a cada una de las barras se sigue la misma metodología explicada anteriormente:

- Cálculo de la fuerza debido al peso del casco según la ecuación (1):

$$F = m \cdot g = 0.538 \cdot 9.81 = 5.282 \text{ N}$$

- Coordenadas (x, z) del Punto P de aplicación de dicha fuerza (1, 0.4137) correspondiente al centro de gravedad del peso del casco.
- Se identifica Punto 1 (1.22, 0.5)
- Punto 2 (0.875, 0.17)
- Hallar la distancia entre las dos barras según la ecuación (2):

$$\Delta x = x_{P1} - x_{P2} = 1.22 - 0.875 = 0.345 \text{ m}$$

- Distancia entre Punto 1 y Punto P de aplicación de la fuerza, según la ecuación (3):

$$x_1 = x_{P1} - x_F = 1.22 - 1 = 0.22 \text{ m}$$

- Distancia entre Punto 2 y Punto P de aplicación de la fuerza, según ecuación (4):

$$x_2 = x_F - x_{P2} = 1 - 0.875 = 0.125 \text{ m}$$

- Realizando suma de momentos en el apoyo izquierdo igual a cero, siguiendo la fórmula (6) ya despejada, obtenemos el valor de F1:

$$F1 = \frac{F \cdot x2}{x1 + x2} = \frac{5.282 \cdot 0.125}{0.22 + 0.125} = 1.92 \text{ N}$$

- Realizando el equilibrio de fuerzas verticales y despejando de la ecuación (7) se obtiene el valor de F2:

$$F2 = F - F1 = 5.282 - 1.92 = 3.362 \text{ N}$$

Al igual que en el caso de la cabeza, se halla la carga distribuida en cada barra dividiendo la fuerza puntual entre la longitud de cada barra. Estos cálculos se desarrollan en esta misma sección en apartados posteriores.

A modo de resumen se deja indicado para la fuerza debido al peso del casco:

- La barra 20-47-90 soporta en el medio de su longitud la fuerza F1= 1.92 N.
- La barra 8-44-78 soporta en el medio de su longitud la fuerza F2= 3.362 N.

• Cuello

El siguiente estudio es sobre la fuerza debido al peso del cuello. Esta fuerza se encuentra entre la barra 20-47-90 y la barra 8-44-78.

Como podemos comprobar en la tabla 3 esta carga se encuentra en el eje “y” y por tanto podemos comenzar con los cálculos sin necesidad de mover la carga hasta dicho eje.

Siguiendo la misma metodología, anteriormente explicada, se identifica cada variable para el peso del cuello:

- Cálculo de la fuerza debido al peso del cuello según la ecuación (1):

$$F = m \cdot g = 0.742 \cdot 9.81 = 7.279 \text{ N}$$

- Coordenadas (x, z) del Punto P de aplicación de dicha fuerza (0.903, 0.332) correspondiente al centro de gravedad del peso del cuello.
- Se identifica Punto 1 (1.22, 0.5)
- Punto 2 (0.875, 0.17)
- Hallar la distancia entre las dos barras según la ecuación (2):

$$\Delta x = x_{P1} - x_{P2} = 1.22 - 0.875 = 0.345 \text{ m}$$

- Distancia entre Punto 1 y Punto P de aplicación de la fuerza, según la ecuación (3):

$$x1 = x_{P1} - x_F = 1.22 - 0.903 = 0.317 \text{ m}$$

- Distancia entre Punto 2 y Punto P de aplicación de la fuerza, según ecuación (4):

$$x2 = x_F - x_{P2} = 0.903 - 0.875 = 0.028 \text{ m}$$

- Realizando suma de momentos en el apoyo izquierdo igual a cero, siguiendo la fórmula (6) ya despejada, obtenemos el valor de F1:

$$F1 = \frac{F \cdot x2}{x1 + x2} = \frac{7.279 \cdot 0.028}{0.317 + 0.028} = 0.591 \text{ N}$$

- Realizando el equilibrio de fuerzas verticales y despejando de la ecuación (7) se obtiene el valor de F2:

$$F2 = F - F1 = 7.279 - 0.591 = 6.691 \text{ N}$$

Al igual que para el caso de la cabeza, estas fuerzas son puntuales. Para hallar la carga distribuida hay que dividir la fuerza puntual por la longitud de cada barra. Estos cálculos se muestran en apartados posteriores.

A modo de resumen se deja indicado para la fuerza debido al peso del cuello:

- La barra 20-47-90 soporta en el medio de su longitud la fuerza $F1 = 0.591 \text{ N}$

- La barra 8-44-78 soporta en el medio de su longitud la fuerza $F_2 = 6.691 \text{ N}$

- **Tronco**

Los siguientes cálculos se refieren a la fuerza debido al peso del tronco. Esta fuerza se encuentra entre la barra 8-44-78 y la barra 27-42-112-97. Se encuentra situada en eje “y” y por tanto es simétrica respecto de este eje, como se puede comprobar en tabla 3.

Siguiendo la misma metodología, se identifica cada variable para el peso del tronco:

- Cálculo de la fuerza debido al peso del tronco según la ecuación (1):

$$F = m \cdot g = 16.185 \cdot 9.81 = 158.774 \text{ N}$$

- Coordenadas (x, z) del Punto P de aplicación de dicha fuerza (0.574, 0.242) correspondiente al centro de gravedad del peso del tronco.
- Se identifica Punto 1 (0.875, 0.17)
- Punto 2 (0, 0.265)
- Hallar la distancia entre las dos barras según la ecuación (2):

$$\Delta x = x_{P1} - x_{P2} = 0.875 - 0 = 0.875 \text{ m}$$

- Distancia entre Punto 1 y Punto P de aplicación de la fuerza, según la ecuación (3):

$$x_1 = x_{P1} - x_F = 0.875 - 0.574 = 0.301 \text{ m}$$

- Distancia entre Punto 2 y Punto P de aplicación de la fuerza, según ecuación (4):

$$x_2 = x_F - x_{P2} = 0.574 - 0 = 0.574 \text{ m}$$

- Realizando suma de momentos en el apoyo izquierdo igual a cero, siguiendo la fórmula (6) ya despejada, obtenemos el valor de F1:

$$F1 = \frac{F \cdot x2}{x1 + x2} = \frac{158.774 \cdot 0.574}{0.301 + 0.574} = 104.156 \text{ N}$$

- Realizando el equilibrio de fuerzas verticales y despejando de la ecuación (7) se obtiene el valor de F2:

$$F2 = F - F1 = 158.774 - 104.156 = 54.618 \text{ N}$$

Al igual que para el caso de la cabeza y el cuello, las fuerzas son puntuales. Para hallar la carga distribuida hay que dividir la fuerza puntual por la longitud de cada barra. Estos cálculos se muestran en apartados posteriores.

A modo de resumen se deja indicado para la fuerza debido al peso del tronco:

- La barra 8-44-78 soporta en el medio de su longitud la fuerza $F1 = 104.156 \text{ N}$.
- La barra 27-42-112-97 soporta en el medio de su longitud la fuerza $F2 = 54.618 \text{ N}$.

• Manos

Las manos se simulan como dos fuerzas puntuales. En la tabla 3 se puede encontrar su peso y la posición de su centro de gravedad. La fuerza de cada una de ellas se calcula según la ecuación (1):

$$F = m \cdot g = 0.241 \cdot 9.81 = 2.364 \text{ N}$$

Por tanto la fuerza total será la suma de las dos manos:

$$F_t = F + F = 4.728 \text{ N}$$

Estas fuerzas se aplicarán en el punto 43 de la estructura. En el anexo B se encuentra un plano de la estructura con la numeración de cada punto para una mayor aclaración.

En este mismo punto también se aplicará una fuerza debido al peso del velocímetro, como se explicará más adelante.

- **Nalgas**

En este apartado se realizan los cálculos que se refieren a la fuerza debido al peso de las nalgas. Esta fuerza se encuentra entre la barra 8-44-78 y la barra 27-42-112-97. Al igual que las fuerzas anteriores, se encuentra situada en eje “y” y por tanto es simétrica respecto de este eje, como se puede comprobar en tabla 3.

Siguiendo la misma metodología, se identifica cada variable para el peso de las nalgas:

- Cálculo de la fuerza debido al peso del tronco según la ecuación (1):

$$F=m \cdot g=10.394 \cdot 9.81=101.97 \text{ N}$$

- Coordenadas (x, z) del Punto P de aplicación de dicha fuerza (0.348, 0.239) correspondiente al centro de gravedad del peso de las nalgas.
- Se identifica Punto 1 (0.875, 0.17)
- Punto 2 (0, 0.265)
- Hallar la distancia entre las dos barras según la ecuación (2):

$$\Delta x= x_{P1}- x_{P2}=0.875-0=0.875 \text{ m}$$

- Distancia entre Punto 1 y Punto P de aplicación de la fuerza, según la ecuación (3):

$$x1= x_{P1}-x_F=0.875-0.348=0.527 \text{ m}$$

- Distancia entre Punto 2 y Punto P de aplicación de la fuerza, según ecuación (4):

$$x_2 = x_F - x_{P2} = 0.348 - 0 = 0.348 \text{ m}$$

- Realizando suma de momentos en el apoyo izquierdo igual a cero, siguiendo la fórmula (6) ya despejada, obtenemos el valor de F1:

$$F1 = \frac{F \cdot x_2}{x_1 + x_2} = \frac{101.97 \cdot 0.348}{0.527 + 0.348} = 40.553 \text{ N}$$

- Realizando el equilibrio de fuerzas verticales y despejando de la ecuación (7) se obtiene el valor de F2:

$$F2 = F - F1 = 101.97 - 40.553 = 61.413 \text{ N}$$

Al igual que las fuerzas anteriores, estas también son puntuales. Para hallar la carga distribuida se divide la fuerza puntual entre la longitud de cada barra. Estos cálculos se muestran en siguientes apartados.

A modo de resumen se deja indicado para la fuerza debido al peso de las nalgas:

- La barra 8-44-78 soporta en el medio de su longitud la fuerza $F1 = 40.553 \text{ N}$.
- La barra 27-42-112-97 soporta en el medio de su longitud la fuerza $F2 = 61.413 \text{ N}$.

• Brazos

En este apartado se estudian las fuerzas debido al peso de los brazos. Se realizará una distinción entre la parte de los antebrazos y el resto del brazo. Estas fuerzas se repartirán entre la barra 8-44-78 y el punto 43 donde se apoyan las manos. Las coordenadas (x, y, z) del punto 43 son (0.34, 0, 0.4).

Estas cargas son simétricas respecto del eje “y”, por tanto para realizar el estudio nos centraremos en sólo un brazo, el brazo de la izquierda y para realizar la distribución de la carga sobre la barra 8-44-78 sólo se tendrá en cuenta la mitad de la barra.

Realizaremos los cálculos de manera simultánea para brazo y antebrazo, para ahorrar espacio. Siguiendo la anterior metodología:

- Cálculo de la fuerza debido al peso del brazo izquierdo según la ecuación (1):

$$\text{Brazo: } F=m \cdot g=1.054 \cdot 9.81=10.338 \text{ N}$$

$$\text{Antebrazo: } F=m \cdot g=1.408 \cdot 9.81=13.817 \text{ N}$$

- Coordenadas (x, z) del Punto P de aplicación de dicha fuerza correspondiente al centro de gravedad del peso del:

$$\text{Brazo: } P (0.449, 0.34)$$

$$\text{Antebrazo: } P (0.679, 0.263)$$

- Se identifica Punto 1 (0.875, 0.17)
- Punto 2 (0.34, 0.4)
- Hallar la distancia paralela al eje “y” entre la barra y el punto 43 según la ecuación (2):

$$\Delta x = x_{P1} - x_{P2} = 0.875 - 0.34 = 0.535 \text{ m}$$

- Distancia entre Punto 1 y Punto P de aplicación de la fuerza, según la ecuación (3) para:

$$\text{Brazo: } x1 = x_{P1} - x_F = 0.875 - 0.449 = 0.426 \text{ m}$$

$$\text{Antebrazo: } x1 = x_{P1} - x_F = 0.875 - 0.679 = 0.196 \text{ m}$$

- Distancia entre Punto 2 y Punto P de aplicación de la fuerza, según ecuación (4) para:

$$\text{Brazo: } x2 = x_F - x_{P2} = 0.449 - 0.34 = 0.109 \text{ m}$$

$$\text{Antebrazo: } x2 = x_F - x_{P2} = 0.449 - 0.34 = 0.339 \text{ m}$$

- Realizando suma de momentos en el apoyo izquierdo igual a cero, siguiendo la fórmula (6) ya despejada, obtenemos el valor de F1 para el brazo izquierdo:

$$F1 = \frac{F \cdot x2}{x1 + x2} = \frac{10.338 \cdot 0.426}{0.426 + 0.109} = 2.106 \text{ N}$$

Y el valor de F1 para el antebrazo:

$$F1 = \frac{F \cdot x2}{x1 + x2} = \frac{13.817 \cdot 0.339}{0.196 + 0.339} = 8.755 \text{ N}$$

- Realizando el equilibrio de fuerzas verticales y despejando de la ecuación (7) se obtiene el valor de F2 para el brazo:

$$F2 = F - F1 = 10.338 - 2.106 = 8.232 \text{ N}$$

Y el valor de F2 para el antebrazo:

$$F2 = F - F1 = 13.817 - 8.755 = 5.062 \text{ N}$$

Al igual que en los cálculos anteriores, estas fuerzas también son puntuales. Para hallar la carga distribuida en la barra 8-44-78 se divide la fuerza puntual F1 entre la mitad de la longitud de cada barra, ya que las fuerzas son simétricas respecto del eje “y”. Las fuerzas F2 de brazos y antebrazos se aplicarán de manera puntual en el punto 43, por estar apoyados sobre dicho punto. Estos cálculos se muestran en siguientes apartados.

A modo de resumen se deja indicado para la fuerza de los brazos:

- Cada mitad de la barra 8-44-78 soporta una carga puntual en el medio de la longitud de valor:

$$F1 = 8.755 + 2.106 = 10.861 \text{ N}$$

- El punto 43 soporta las fuerzas F2 de los brazos y antebrazos. El valor de esta fuerza es:

$$F2t = 2 \cdot 5.062 + 2 \cdot 8.232 = 26.59 \text{ N}$$

- **Piernas**

Aquí se realiza el estudio de las fuerzas debido al peso de las piernas. Como en el caso anterior se realizará una distinción entre la parte inferior de las piernas, desde el tobillo a la rodilla y el resto de la pierna, desde la rodilla a las nalgas (muslo).

Para el caso del peso de los muslos, las fuerzas se reparten entre la barra 8-44-78 y la barra 27-42-112-97. Estas cargas son simétricas respecto del eje “y”, por tanto para realizar el estudio nos centraremos en el peso del muslo izquierdo, y para realizar la distribución de la carga sobre las barras sólo se tendrá en cuenta la mitad de cada barra.

Siguiendo la metodología explicada anteriormente:

- Cálculo de la fuerza debido al peso del muslo izquierdo según la ecuación (1):

$$F=m \cdot g=3.491 \cdot 9.81=34.245 \text{ N}$$

- Coordenadas (x, z) del Punto P de aplicación de dicha fuerza (0.174, 0.29) correspondiente al centro de gravedad del peso del muslo izquierdo.
- Se identifica Punto 1 (0.875, 0.17)
- Punto 2 (0, 0.265)
- Hallar la distancia entre las dos barras según la ecuación (2):

$$\Delta x = x_{P1} - x_{P2} = 0.875 - 0 = 0.875 \text{ m}$$

- Distancia entre Punto 1 y Punto P de aplicación de la fuerza, según la ecuación (3):

$$x1 = x_{P1} - x_F = 0.875 - 0.174 = 0.701 \text{ m}$$

- Distancia entre Punto 2 y Punto P de aplicación de la fuerza, según ecuación (4):

$$x2 = x_F - x_{P2} = 0.174 - 0 = 0.174 \text{ m}$$

- Realizando suma de momentos en el apoyo izquierdo igual a cero, siguiendo la fórmula (6) ya despejada, obtenemos el valor de F1:

$$F1 = \frac{F \cdot x2}{x1 + x2} = \frac{34.245 \cdot 0.174}{0.701 + 0.174} = 6.81 \text{ N}$$

- Realizando el equilibrio de fuerzas verticales y despejando de la ecuación (7) se obtiene el valor de F2:

$$F2 = F - F1 = 34.245 - 6.81 = 27.435 \text{ N}$$

Al igual que en el caso de los brazos, estas fuerzas también son puntuales y simétricas respecto del eje “y”. Para hallar la carga distribuida se divide cada fuerza puntual entre la mitad de la longitud de cada barra. Estos cálculos se muestran en siguientes apartados.

A modo de resumen se deja indicado para la fuerza debido al peso de los muslos:

- La barra 8-44-78 soporta dos fuerzas puntuales $F1 = 6.81 \text{ N}$ simétricas respecto del eje “y” a una distancia “L/2” de dicho eje.
- La barra 27-42-112-97 soporta dos fuerzas puntuales $F2 = 61.413 \text{ N}$. Al igual que en el caso anterior estas fuerzas son simétricas y se encuentran a una distancia “L/2” del eje “y”.

Para el caso del peso de la parte inferior de las piernas, las fuerzas se reparten entre la barra 27-42-112-97 y los puntos donde se apoyan los pies:

Punto A1 (-0.447, -0.1, 0.198) y Punto A2 (-0.447, 0.1, 0.198).

Estos descansan sobre la placa del asiento que está unida de manera rígida y puntual a cuatro puntos pertenecientes a la barra 1-34-104-71, un punto perteneciente a la barra 1-2-3 y otro punto perteneciente a la barra 71-72-73. Estas cargas son simétricas respecto del eje “y”, por tanto se realizará el estudio de la parte inferior de la pierna izquierda, distribuyendo su peso entre la barra 27-42-112-97 y el punto A1 perteneciente a la placa del asiento donde se apoya el pie derecho.

Siguiendo la metodología:

- Cálculo de la fuerza debido al peso de la parte inferior izquierda de la pierna según la ecuación (1):

$$F=m \cdot g=1.916 \cdot 9.81=18.791 \text{ N}$$

- Coordenadas (x, z) del Punto P de aplicación de dicha fuerza (-0.174, 0.293) correspondiente al centro de gravedad del peso de la parte izquierda.
- Se identifica Punto 1 (0, 0.265)
- Punto 2 (-0.447, 0.198)
- Hallar la distancia entre estos dos puntos según la dirección del eje “y” mediante la ecuación (2):

$$\Delta x = x_{P1} - x_{P2} = 0 - (-0.447) = 0.447 \text{ m}$$

- Distancia entre Punto 1 y Punto P de aplicación de la fuerza, según la ecuación (3):

$$x1 = x_{P1} - x_F = 0 - (-0.174) = 0.174 \text{ m}$$

- Distancia entre Punto 2 y Punto P de aplicación de la fuerza, según ecuación (4):

$$x2 = x_F - x_{P2} = (-0.174) - (-0.447) = 0.273 \text{ m}$$

- Realizando suma de momentos en el apoyo izquierdo igual a cero, siguiendo la fórmula (6) ya despejada, obtenemos el valor de F1:

$$F1 = \frac{F \cdot x2}{x1 + x2} = \frac{18.791 \cdot 0.273}{0.174 + 0.273} = 11.477 \text{ N}$$

- Realizando el equilibrio de fuerzas verticales y despejando de la ecuación (7) se obtiene el valor de F2:

$$F_2 = F - F_1 = 18.791 - 11.477 = 7.315 \text{ N}$$

Al igual que en el caso de los brazos, estas fuerzas también son puntuales y simétricas respecto del eje “y”. Para hallar la carga distribuida sobre la barra 27-42-112-97 se divide cada fuerza puntual F_1 entre la mitad de la longitud de la barra. Estos cálculos se muestran en siguientes apartados.

A modo de resumen se deja indicado para la fuerza debido al peso de la parte inferior de las piernas:

- La barra 27-42-112-97 soporta dos fuerzas puntuales $F_1 = 11.477 \text{ N}$ simétricas respecto del eje “y” a una distancia “ $L/2$ ” de dicho eje.
- Los Puntos A1 y A2 soportan respectivamente una fuerza puntual $F_2 = 7.315 \text{ N}$.

- **Pies**

Los pies se simulan como dos fuerzas puntuales. Se puede obtener su peso y la posición de su centro de gravedad en la tabla 3. La fuerza de cada pie se calcula según la ecuación (1):

$$F = m \cdot g = 0.791 \cdot 9.81 = 7.76 \text{ N}$$

Los pies descansan sobre la placa del asiento, sobre los puntos (coordenadas dadas en metros):

Punto A1 (-0.447, -0.1, 0.198) y Punto A2 (-0.447, 0.1, 0.198).

La fuerza de cada pie se aplica en los respectivos puntos A1 y A2 de manera puntual. En estos mismos puntos también se aplicará una fuerza F_2 respectiva al peso de la parte inferior de las piernas calculada anteriormente.

Para calcular las reacciones en los puntos de las barras sobre los que se encuentran anclada la placa del asiento, se realiza un programa en ANSYS que se explica más adelante.

- **Radio de comunicación**

La radio de comunicación Alinco DJ-491 con mini antena, se encuentra situada en el muslo izquierdo del piloto, a 5 cm de la barra 27-42-112-97. Debido a que esta distancia es muy pequeña, se realiza una aproximación suponiendo que toda la fuerza debido al peso de la radio afecta únicamente a parte de la mitad izquierda de la barra 27-42-112-97.

Para calcular la fuerza puntual debido al peso de la radio se utiliza la ecuación (1):

$$F=m \cdot g=0.459 \cdot 9.81=4.503 \text{ N}$$

Por tanto, y a modo de resumen se expone que en la barra 27-42 actúa una fuerza distribuida debida al peso de la radio de comunicación. El valor de esta fuerza distribuida será calculado más tarde.

B. Cálculos realizados para obtener la carga distribuida en cada barra debido al peso del piloto

Para completar el apartado “3.2.1.1. Cargas distribuidas soportadas por cada barras” se muestran, en esta sección, los cálculos realizados para distribuir el peso de cada parte del cuerpo del piloto entre las tres barras correspondientes.

- Barra 20-47-90

La barra 20-47-90 tiene una longitud de 230mm. Soporta la fuerza F1 de cabeza, casco y cuello, haciendo una fuerza total de:

$$Fb1 = F1_{\text{cabeza}} + F1_{\text{cuello}} + F1_{\text{casco}} = 13.827 + 0.591 + 1.92 = 16.338 \text{ N}$$

Para hallar la fuerza distribuida que soporta esta barra se divide la fuerza total soportada Fb1 entre la longitud de la barra.

$$q1 = \frac{Fb1}{L1} = \frac{16.338}{230} = 0.071 \text{ N/mm}$$

Por tanto la carga distribuida que soporta a lo largo de toda la longitud de la barra 20-47-90 es 0,071 N/mm.

- **Barra 8-44-78**

La barra 8-44-78 tiene una longitud de 400mm. Soporta la fuerza F2 de cabeza, casco y cuello, y también la fuerza F1 de tronco, nalgas, brazos, antebrazos y partes superiores de las piernas. En este caso hay que distinguir entre las fuerzas que están aplicadas en toda la longitud de la barra y las fuerzas que sólo actúan en la mitad de cada barra, como es el caso de brazos, antebrazos y parte superior de las piernas. En cualquier caso, como las fuerzas de brazos, antebrazos y piernas son simétricas, las sumaremos y se dividirá por el total de la longitud de la barra.

Si realizamos la suma de las fuerzas por separado se obtiene la fuerza $Fb2_a$ correspondiente a las fuerzas puntuales aplicadas en el medio de la barra:

$$\begin{aligned} Fb2_a &= F2_{\text{cabeza}} + F2_{\text{cuello}} + F2_{\text{casco}} + F1_{\text{tronco}} + F1_{\text{nalgas}} = \\ &= 24.207 + 6.691 + 3.362 + 104.156 + 40.553 = 178.969 \text{ N} \end{aligned}$$

Y la suma $Fb2_b$ de las fuerzas puntuales y simétricas respecto del eje “y” aplicadas a una distancia “L/2” desde el centro de la barra:

$$Fb2_b = 2 \cdot (F1_{\text{brazo_izq}} + F1_{\text{antebrazo_izq}} + F1_{\text{pierna_sup_izq}}) = 2 \cdot (2.106 + 8.755 + 6.81) = 35.342 \text{ N}$$

Para hallar la fuerza distribuida que soporta esta barra se suman las fuerzas $Fb2_a$ y $Fb2_b$ y se divide la longitud de la barra.

$$q2 = \frac{Fb2_a + Fb2_b}{L2} = \frac{178.969 + 35.342}{400} = 0.536 \text{ N/mm}$$

Por tanto la carga distribuida que soporta a lo largo de toda la longitud de la barra 8-44-78 es 0,536 N/mm.

- **Barra 27-42-112-97**

La barra 27-42-112-97 tiene una longitud de 243.44 mm y soporta la fuerza F2 de brazos, antebrazos y parte superior de las piernas además de la fuerza F1 de la parte inferior de las piernas. El tramo 27-42 de esta barra soporta también el peso de la radio de comunicación. La longitud de este tramo 27-42 es 71.72 mm.

Para hallar la fuerza distribuida procedemos como en el caso anterior separando las fuerzas según estén aplicadas en la mitad o total de la longitud de la barra.

Primero se calcula $Fb3_a$ que es la suma de las fuerzas aplicadas en el centro de la barra:

$$Fb3_a = F2_{\text{tronco}} + F2_{\text{nalgas}} = 54.618 + 61.413 = 116.031 \text{ N}$$

A continuación se calcula $Fb2_b$ que es la suma de las fuerzas simétricas respecto del eje “y”:

$$\begin{aligned} Fb3_b &= 2 \cdot (F2_{\text{brazo_izq}} + F2_{\text{antebrazo_izq}} + F2_{\text{pierna_sup_izq}} + F1_{\text{pierna_inf_izq}}) = \\ &= 2 \cdot (8.232 + 5.062 + 27.435 + 11.477) = 104.412 \text{ N} \end{aligned}$$

Como en el caso anterior, para hallar la fuerza distribuida que soporta esta barra se suman las fuerzas $Fb3_a$ y $Fb3_b$ y se divide entre toda la longitud de la barra:

$$q3 = \frac{Fb3_a + Fb3_b}{L3} = \frac{116.031 + 104.412}{243.44} = 0.906 \text{ N/mm}$$

Por tanto la carga distribuida que soporta a lo largo la longitud de la barra 42-112-97 es 0,906 N/mm. En la longitud del tramo 27-42 hay que añadir además la distribución de la carga de la radio de comunicación:

$$q3r = q3 + \frac{Fr}{L_{27-42}} = 0.906 + \frac{4.503}{71.72} = 0.969 \text{ N/mm}$$

El tramo 27-42 soporta una carga distribuida de 0.969 N/mm.

ANEXO B

En este apartado se muestra el diseño de la estructura de una manera más completa. Así en las siguientes figuras se puede observar los puntos con los que se ha modelado el diseño en 3D, mediante elementos línea, de la estructura del Eco-Vehículo.

La figura B muestra los puntos de diseño de la parte delantera de la estructura del vehículo. En dicha figura se puede ver los puntos donde la placa del asiento va anclada de manera rígida a la estructura: Punto 1, 34, 104, 71, 72 y 2.

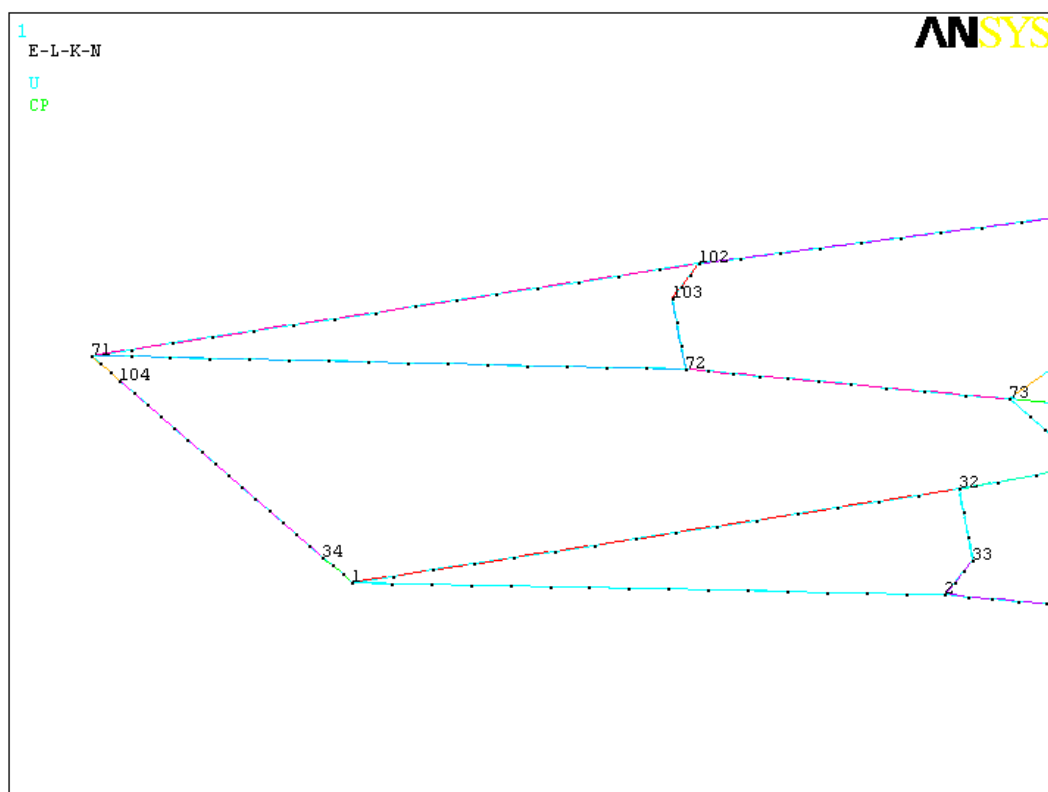


Figura B: Diseño de la parte delantera de la estructura del Eco-Vehículo.

En la figura C se puede observar los puntos de la estructura de la zona delantera a la altura de las ruedas. Los puntos donde existen zonas verdes se refieren a puntos con condiciones de restricción. Los puntos 5, 28, 75 y 98 corresponden a rótulas.

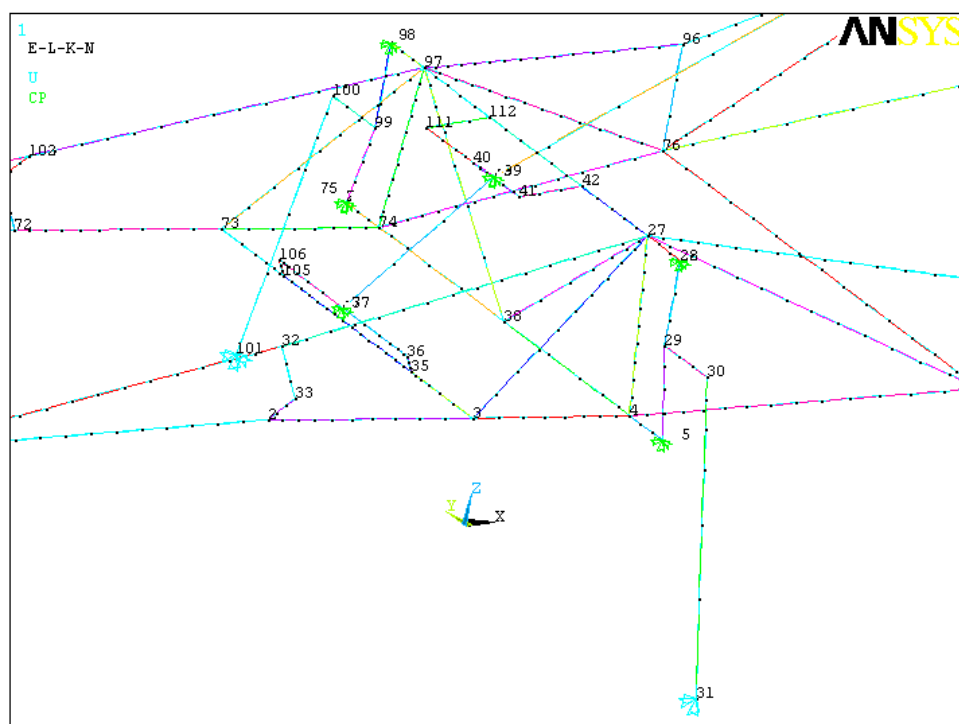


Figura C: Diseño de la parte de las ruedas delanteras de la estructura del Eco-Vehículo.

En la figura D se observa la zona media de la estructura del Eco-Vehículo:

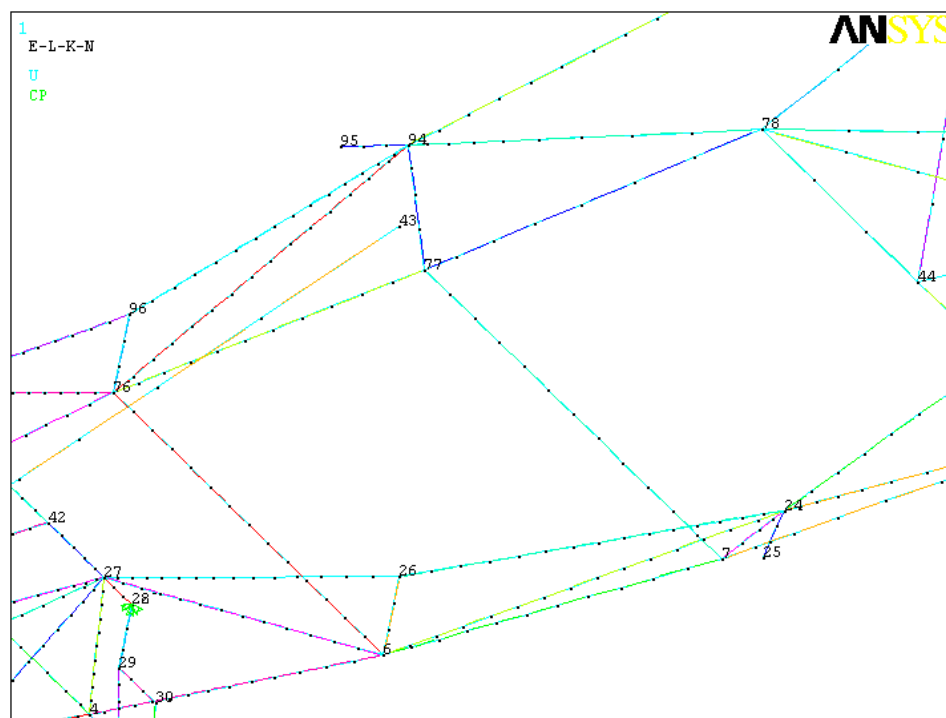


Figura D: Diseño de la parte media de la estructura del Eco-Vehículo.

En la figura E se observan los puntos correspondientes a la zona trasera del vehículo:

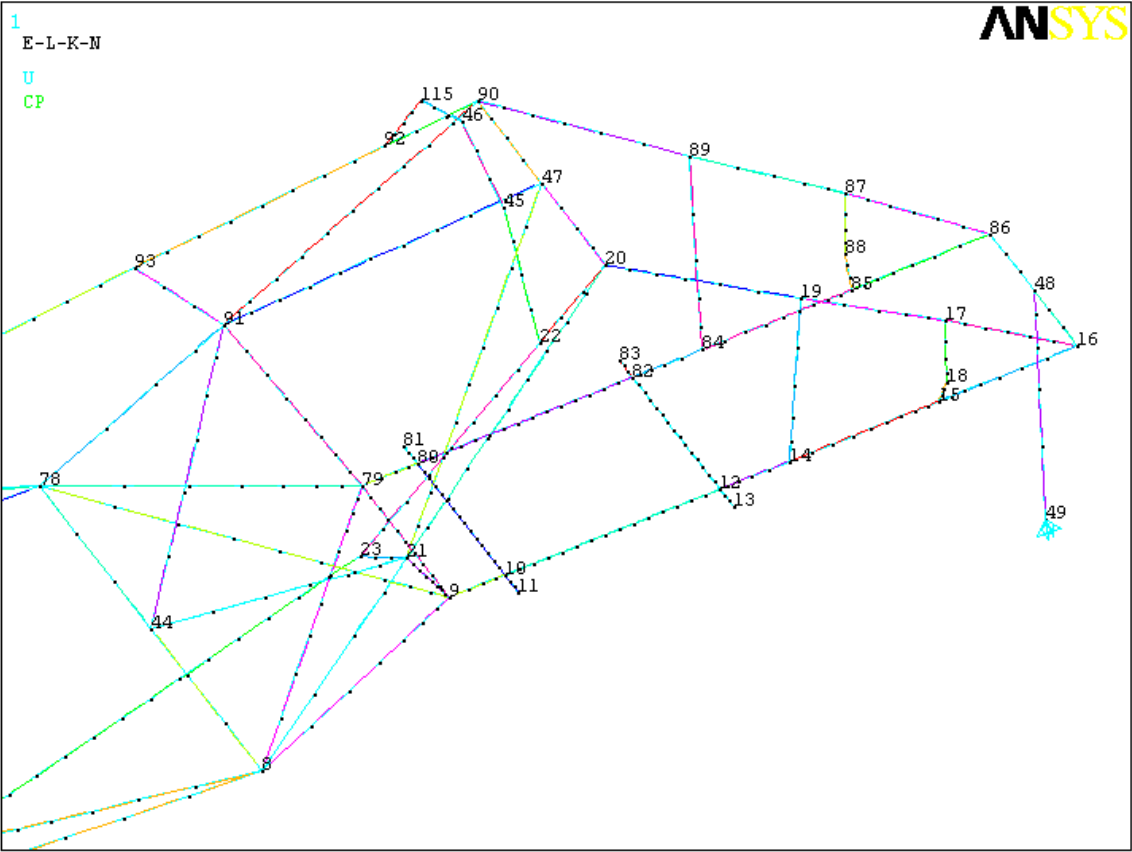


Figura E: Diseño de la parte trasera de la estructura del Eco-Vehículo.

Una vez se conoce la nomenclatura de los puntos, en la tabla i se muestran las coordenadas de dichos puntos con los que se ha diseñado la estructura.

Tabla i: Coordenadas de los puntos de diseño de la estructura del Eco-Vehículo

Punto	x (mm)	y (mm)	z (mm)
1	-600	-138.83	210
2	-295	-137.9	186.05
3	-127.5	-136.957	162.1
4	0	-136.451	145
5	0	-172.451	145
6	250	-172.451	145

7	555	-190	149
8	875	-200	170
9	1100	-78.5	178.6
10	1149.1	-78.5	183.77
11	1149.1	-103	183.77
12	1339	-78.5	203.75
13	1339	-103	203.75
14	1400	-78.5	210.17
15	1532.5	-78.5	224.1
16	1655	-78.5	237
17	1532.5	-89.2	314.1
18	1532.5	-91.5	252.05
19	1400	-99.897	391.2
20	1220	-115	500
21	1020	-164.275	308.7
22	1150	-138.692	462.3
23	960	-203	360
24	560	-240	230
25	520	-270	220
26	250	-172.451	220
27	0	-121.717	265
28	0	-157.717	265
29	0	-157.717	205
30	0	-203.86	205
31	0	-250	0
32	-295	-137.9	237.96
33	-295	-160	212
34	-600	-107.8	210
35	-127.5	-70	162.1
36	-133.3	-70	174.1
37	-133.3	0	174.1
38	0	0	145
39	-30	0	252.02
40	-50	0	265
41	-50	-50	265
42	0	-50	265
43	340	0	400
44	875	0	170

45	1150	-75	555
46	1150	0	587.5
47	1220	0	500
48	1655	0	237
49	1665	0	0
71	-600	138.83	210
72	-295	137.9	186.05
73	-127.5	136.957	162.1
74	0	136.451	145
75	0	172.451	145
76	250	172.451	145
77	555	190	149
78	875	200	170
79	1100	78.5	178.6
80	1149.1	78.5	183.77
81	1149.1	103	183.77
82	1339	78.5	203.75
83	1339	103	203.75
84	1400	78.5	210.17
85	1532.5	78.5	224.1
86	1655	78.5	237
87	1532.5	89.2	314.1
88	1532.5	91.5	252.05
89	1400	99.897	391.2
90	1220	115	500
91	1020	164.275	308.7
92	1150	138.692	462.3
93	960	203	360
94	560	240	230
95	520	270	220
96	250	172.451	220
97	0	121.717	265
98	0	157.717	265
99	0	157.717	205
100	0	203.86	205
101	0	250	0
102	-295	137.9	237.96
103	-295	160	212

104	-600	107.8	210
105	-127.5	70	162.1
106	-133.3	70	174.1
111	-50	50	265
112	0	50	265
115	1150	75	555
205	0	-172.451	145
228	0	-157.717	265
237	-133.3	0	174.1
239	-30	0	252.02
275	0	172.451	145
298	0	157.717	265

La tabla ii muestra para cada barra el tipo de sección utilizado, la longitud de cada barra y el material de cada una de ellas que en este caso siempre es el mismo: aluminio de aleación 6063-T5.

Tabla ii: Puntos de las barras del diseño mediante elementos 1D, longitud y tipo de sección

Número	Puntos		Longitud (mm)	Material	Sección
1	1	2	305.9	1	2
2	2	3	169.2	1	2
3	3	4	128.6	1	2
4	4	5	36	1	7
5	4	6	252.6	1	2
6	6	7	305.5	1	3
7	7	8	320.8	1	3
8	8	9	255.9	1	3
9	9	10	49.37	1	4
10	10	11	24.5	1	4
11	10	12	190.9	1	4
12	12	13	24.5	1	4
13	12	14	61.34	1	4
14	14	15	133.2	1	4
15	15	16	123.2	1	4
16	16	17	145.1	1	4

17	17	18	62.09	1	1
18	15	18	30.83	1	1
19	17	19	153.7	1	4
20	79	80	49.37	1	4
21	19	20	210.9	1	4
22	20	21	281.1	1	3
23	21	8	203.8	1	3
24	21	9	175.2	1	3
25	20	22	82.96	1	4
26	21	23	87.93	1	5
27	22	23	225.2	1	4
28	23	24	422.2	1	4
29	24	8	323.1	1	2
30	24	7	95.32	1	6
31	24	6	328.5	1	1
32	24	25	50.99	1	4
33	24	26	317.4	1	3
34	26	27	259	1	3
35	205	29	61.78	1	8
36	27	28	36	1	7
37	228	29	60	1	8
38	29	30	46.14	1	9
39	30	31	210.1	1	9
40	26	6	75	1	5
41	27	6	281.9	1	1
42	27	4	120.9	1	5
43	27	3	164.6	1	5
44	27	32	296.7	1	2
45	32	33	34.09	1	1
46	33	2	34.09	1	1
47	32	1	306.3	1	2
48	71	72	305.9	1	2
49	72	73	169.2	1	2
50	73	74	128.6	1	2
51	74	75	36	1	7
52	74	76	252.6	1	2
53	76	77	305.5	1	3
54	77	78	320.8	1	3
55	78	79	255.9	1	3

56	80	81	24.5	1	4
57	80	82	190.9	1	4
58	82	83	24.5	1	4
59	82	84	61.34	1	4
60	84	85	133.2	1	4
61	85	86	123.2	1	4
62	85	88	30.83	1	1
63	87	86	145.1	1	4
64	87	88	62.09	1	1
65	80	10	157	1	1
66	87	89	153.7	1	4
67	82	12	157	1	1
68	89	90	210.9	1	4
69	90	91	281.1	1	3
70	91	78	203.8	1	3
71	91	79	175.2	1	3
72	90	92	82.96	1	4
73	92	93	225.2	1	4
74	91	93	87.93	1	5
75	93	94	422.2	1	4
76	94	95	50.99	1	4
77	94	78	323.1	1	2
78	94	96	317.4	1	3
79	96	97	259	1	3
80	94	76	328.5	1	1
81	96	76	75	1	5
82	97	76	281.9	1	1
83	97	74	120.9	1	5
84	97	73	164.6	1	5
85	275	99	61.78	1	8
86	97	98	36	1	7
87	298	99	60	1	8
88	99	100	46.14	1	9
89	100	101	210.1	1	9
90	97	102	296.7	1	2
91	102	103	34.09	1	1
92	103	72	34.09	1	1
93	102	71	306.3	1	2
94	1	34	31.03	1	2

95	71	104	31.03	1	2
96	34	104	215.6	1	2
97	3	35	66.96	1	4
98	35	105	140	1	4
99	7	77	380	1	6
100	105	73	66.96	1	4
101	35	36	13.33	1	3
102	105	106	13.33	1	3
103	36	37	70	1	3
104	37	106	70	1	3
105	4	38	136.5	1	5
106	38	74	136.5	1	5
107	27	38	170.9	1	1
108	97	38	170.9	1	1
109	27	42	71.72	1	5
110	42	112	100	1	5
111	112	97	71.72	1	5
112	41	40	50	1	3
113	40	111	50	1	3
114	237	39	129.4	1	3
115	41	42	50	1	3
116	111	112	50	1	3
117	43	39	398.5	1	3
118	239	40	23.84	1	3
119	8	44	200	1	3
120	94	77	95.32	1	6
121	44	78	200	1	3
122	44	21	259.3	1	3
123	44	91	259.3	1	3
124	92	115	112.5	1	3
125	115	46	81.74	1	3
126	46	45	81.74	1	3
127	45	22	112.5	1	3
128	90	47	115	1	4
129	47	20	115	1	4
130	47	21	321.8	1	3
131	47	91	321.8	1	3
132	16	48	78.5	1	7
133	48	86	78.5	1	7

134	48	49	237.2	1	9
135	6	76	344.9	1	5
136	19	14	182.3	1	1
137	89	84	182.3	1	1
138	19	89	199.8	1	1
140	8	79	358.1	1	3
141	78	9	358.1	1	3
148	9	79	157	1	5

A continuación se muestra el modelo 3D de una manera más detallada.

La figura F muestra la parte delantera del vehículo diseñado en 3D:

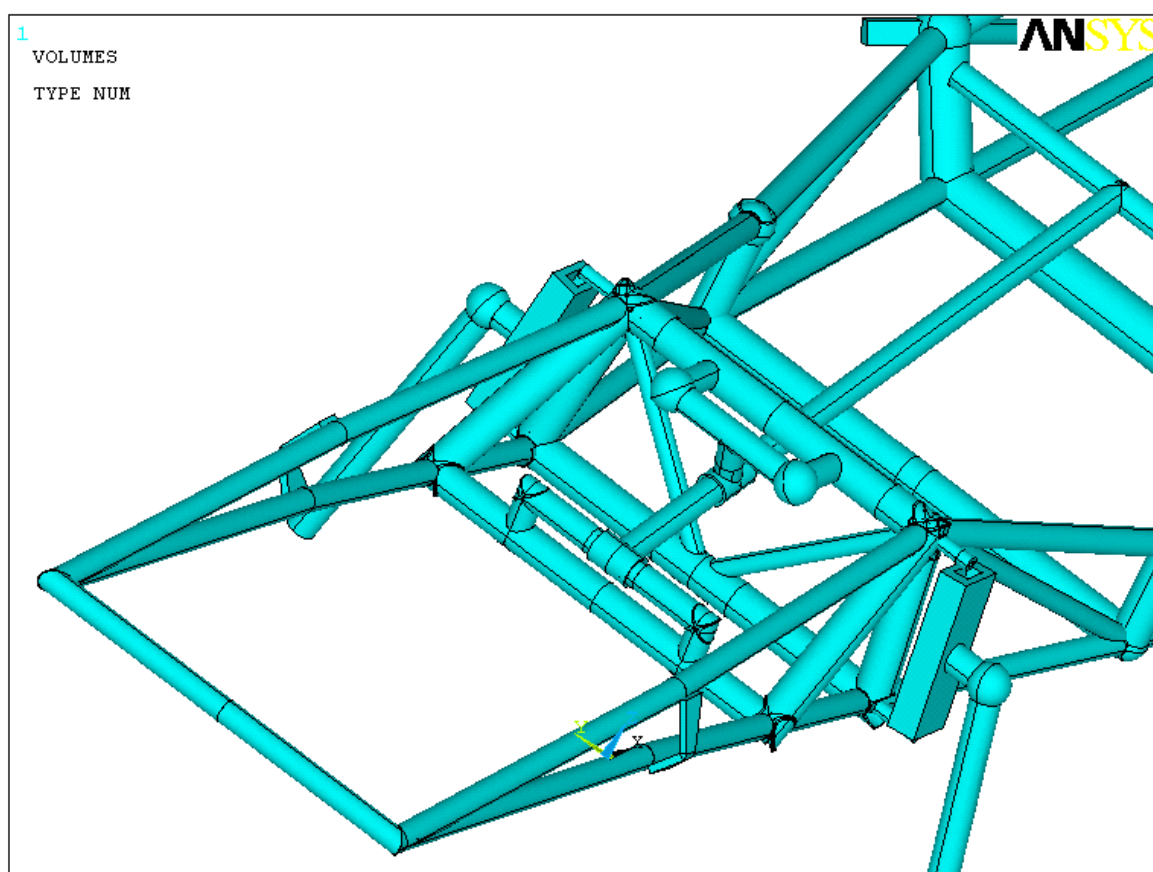


Figura F: Diseño con elementos 3D de la parte delantera de la estructura del vehículo.

La figura G muestra la parte media del diseño 3D de la estructura del Eco-Vehículo.

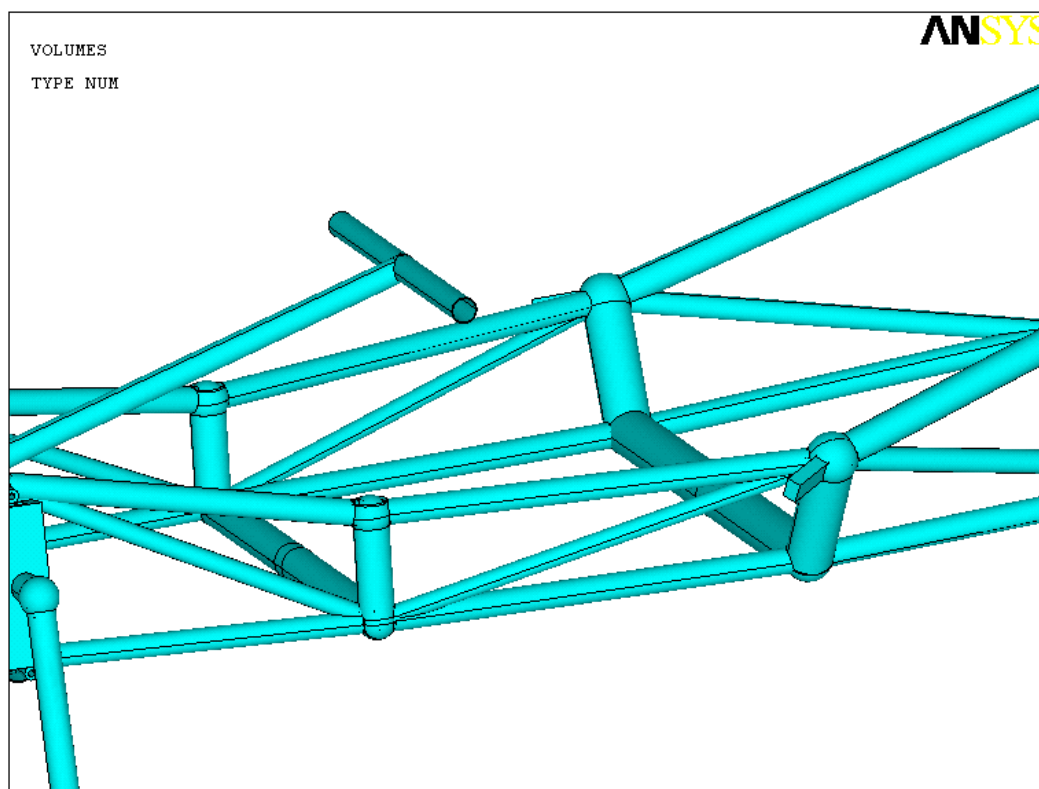


Figura G: Diseño con elementos 3D de la parte media de la estructura del vehículo.

Se observa en las figura H y I la parte trasera del diseño 3D de la estructura del Eco-Vehículo.

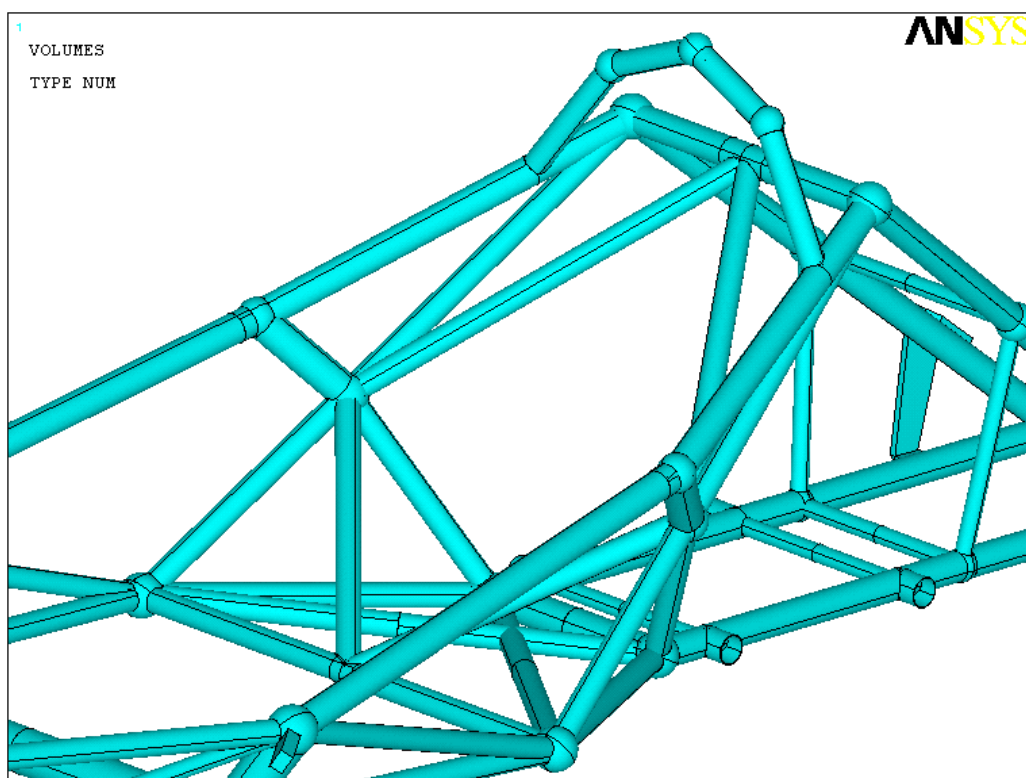


Figura H: Diseño con elementos 3D de la parte media de la estructura del vehículo.

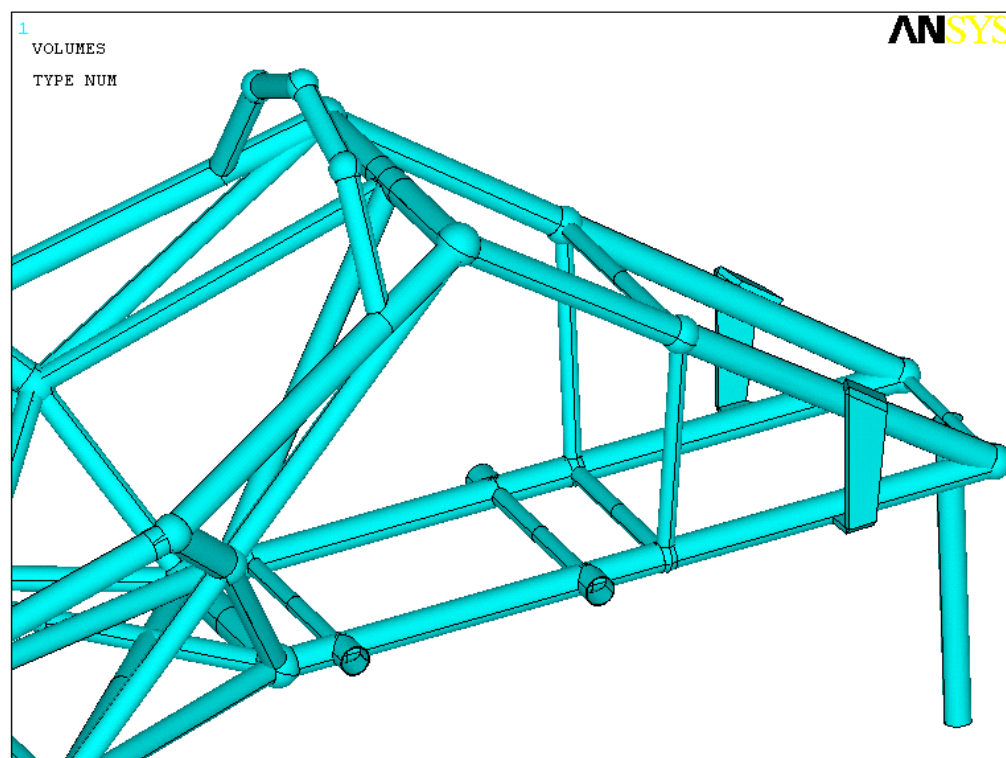


Figura I: Diseño con elementos 3D de la parte media de la estructura del vehículo.